

船体構造の疲労設計法に関する研究

第200研究部会第8分科会

昭和55年3月

社団法人
日本造船研究協会

本報告書は、主として日本造船研究協会の各研究部会において実施された疲労強度に関するこれまでの研究成果を総合し、船体の疲労き裂発生防止を基準とした設計に直接適用し得るような船体構造部材の疲労強度推定式を提案したものである。

Study on the Fatigue Design of Ship Structure
The 200th Research Committee 8th Sub Committee

Report No. 92

The Shipbuilding Research Association of Japan
March 1980

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和54年度補助事業「船舶設計資料の作成に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会が第200研究部会第8分科会においてとりまとめたものである。

第200研究部会委員名簿

(敬称略 順不同)

部会長	寺沢一雄		
委員	赤津誠幸（三菱重工業）	秋田好雄（日本海事協会）	
	飯田治男（昭和海運）	石井正夫（住友重機械工業）	
	石井信夫（日本郵船）	伊藤剛平（日本造船工業会）	
	伊藤達郎（船舶技術研究所）	乾崇夫（東京大学）	
	磯貝信（三保造船所）	大江卓二（日本造船技術センター）	
	岡田弘昭（佐野安船渠）	金沢武（東京大学）	
	川上益男（広島大学）	酒井利夫（日立造船）	
	高橋久雄（石川島播磨重工業）	高橋幸伯（東京大学）	
	仁瓶廉三（川崎重工業）	浜野和夫（三井造船）	
	藤田譲（東京大学）	福田淳一（九州大学）	
	真能創（防衛大学校）	松浦一（大阪造船所）	
	松岡史香（佐世保重工業）	三島尚三（名村造船所）	
	元良誠三（東京大学）	八木順吉（大阪大学）	
	山越道郎（九州大学）	山本善之（東京大学）	
	渡辺虎年（日本鋼管）		

第8分科会委員名簿

分科会長	八木順吉（大阪大学）		
副分科会長	高橋幸伯（東京大学）		
委員	飯田国廣（東京大学）	石黒隆義（新日本製鉄）	
	内野和雄（石川島播磨重工業）	沢柳政弘（三井造船）	
	恒成利康（川崎重工業）	寺沢一雄	
	富田康光（大阪大学）	永井欣一（広島大学）	
	野本喬（佐世保重工業）	服部堅一（住友重機械工業）	
	服部陽一（日立造船）	原洋一（日立造船）	
	東田喜輔（住友重機械工業）	的場正明（三菱重工業）	

目 次

1. まえがき	1
2. 基礎試験片の疲労強度	2
2.1 基礎試験片の疲労寿命の推定法	2
(1) 疲労強度におよぼす応力分布の影響	2
(2) 疲労強度におよぼす平均応力の影響	4
(3) 基礎試験片の疲労寿命の推定法	6
2.2 変動荷重に対する累積被害則	24
(1) ブロック荷重下の疲労強度	24
(2) ランダム荷重下の疲労強度	26
3. 構造要素模型の疲労強度	37
3.1 構造要素模型の応力集中係数	37
(1) 構造要素模型の応力集中係数の定義	37
(2) 構造要素模型の応力集中係数算出法	37
(3) 構造要素模型の応力集中係数の実例	39
3.2 構造要素模型の疲労強度	50
(1) 構造要素模型の疲労試験結果	50
(2) 構造要素模型の疲労寿命の推定法	51
4. 船体構造の疲労設計	64
4.1 船体構造部材の疲労設計	64
4.2 船体構造部材の疲労に対する許容応力	64
4.3 船体構造部材の許容応力	66
5. あとがき	70

記 号

s	公称応力	Δs	公称応力範囲	s_a	公称応力片振幅
e	公称歪	Δe	公称歪範囲	e_a	公称歪片振幅
σ	局部応力	$\Delta \sigma$	局部応力範囲	σ_a	局部応力片振幅
ϵ	局部歪	$\Delta \epsilon$	局部歪範囲	ϵ_a	局部歪片振幅
Suffix "e"	弹性成分	例	$\Delta \epsilon_e$	局部弹性歪範囲	
Suffix "p"	塑性成分	例	$\Delta \epsilon_p$	局部塑性歪範囲	
Suffix "m"	平均応力	例	s_m	公称平均応力	
σ_r	材料の降伏応力 (kg/mm^2)		σ_B	材料の引張強さ (kg/mm^2)	
ϵ_f	破断延性		E	ヤング率	
N_c	き裂発生寿命		N_f	破断寿命	
R	応力比(最小応力/最大応力)		P_{nc}	き裂発生確率	
K_t	弹性応力集中係数				
K_σ	塑性応力集中係数		K_ϵ	塑性歪集中係数	
K_{tD}	船体構造設計により決まるもので、構造要素内の詳細設計による幾何学的形状に支配される応力集中係数で“構造の幾何学的形状に支配される弹性応力集中係数”と記す。				
K_{tw}	船体の建造工作に依存するもので、溶接施工、工作法(溶接形状、溶接欠陥、工作誤差)などに支配される応力集中係数で“溶接により生じる弹性応力集中係数”と記す。				
σ_D	構造の幾何学的形状に支配される弹性応力				
σ_W	すべての応力集中を含んだ局部的なピーク応力				

1 まえがき

本研究は、日本造船研究協会第200研究部会第2分科会および第170研究部会などで実施された研究成果を基にし、これらを総合して船体の疲労設計に直接適用し得るよう取りまとめることを主目的として行われたものである。

まず、基礎試験片の疲労強度としては、多くの小型試験片によって得られた実験結果に基づいて、疲労強度におよぼす種々の因子の影響のうち応力分布および平均応力の影響を検討し、一定振幅荷重下における疲労強度線図（S-Nc線図）について考察した。すなわち、疲労強度におよぼす応力分布の影響に関しては、応力（歪）が不均一分布の場合と均一分布の場合の疲労強度を比較し、最大歪に関してそれが等しい場合は、前者の疲労強度の方が大であることを確認した。しかし、その定量的な値あるいは不均一分布の程度による疲労強度の差異などについては未だ十分には解明されていない。次に、平均応力の影響に関しては、任意の弾性応力集中係数 K_t を有する試験片に対して $-1 \leq R \leq 1$ ($R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$) の範囲内での一組のS-Nc線図（S：公称応力、Nc：き裂発生寿命）から、他の正の任意の平均応力、 $-1 \leq R \leq 1$ の範囲の応力比に対するS-Nc線図を求める近似式が提案されている。

一方、これらを用いて材料の平滑試験片の歪制御試験で得られる ϵ -Nc線図から、任意の正の平均応力について任意の弾性応力集中係数 K_t を有する試験片のS-Nc線図を求める近似式が提案されている。さらに実用上便利なように公称応力Sと応力集中係数 K_t が与えられると、き裂発生寿命Ncが容易に求められるようなノモグラムが作成されている。また、変動荷重に対する累積被害則としては、従来から種々の考え方が提案されているが、ランダム荷重試験、ブロック荷重試験などの結果から実用的には修正マイナー則で十分であることが示されている。

次に、構造要素模型の疲労強度に関しては、次のような成果が得られている。まず、構造模型の応力集中係数 K_t を明確に定義するため、公称応力S、構造の幾何学的形状に支配される弾性応力 σ_D および溶接などによって生じる局部的なピーク応力 σ_W を定義しそれぞれに対する応力集中係数を $K_{tD} = \sigma_D/S$ 、 $K_{tW} = \sigma_W/\sigma_D$ とし、弾性応力集中係数を $K_t = K_{tD} \cdot K_{tW}$ として、以下の議論を進めている。これらの応力集中係数の算定法として、構造の幾何学的形状に支配される集中係数 K_{tD} に関しては、一般に使用されている面内FEM計算が最適と考えられるので、どの程度のメッシュ分割が適当であるかについて、実例を示して最小メッシュの大きさが提案されている。一方、溶接部の局部的な形状による集中係数 K_{tW} に関しては、Heywoodによる光弾性実験式と西田による修正を加えて、その算定式が提案されている。また、これらの定義に基づいて船体構造に見られる主要な構造要素に対する構造的集中係数 K_{tD} が示されており、一部の構造要素模型については疲労試験結果が示されている。次に、上記の $K_t = K_{tD} \cdot K_{tW}$ を用い前に提案された試験片の疲労寿命推定法により、種々の構造要素模型の寿命を推定し、実験結果と比較して、よい一致を示すことを確認している。

さらに、上記の諸成果をもとにして、船体構造部材の疲労設計法を検討している。すなわち、船体構造部材に生じる疲労き裂の発生箇所、その防止に対する基本的考え方、あるいは構造部材別のDesign Philosophy、そして疲労強度上の構造部材の許容応力式等が提案されている。

2 基礎試験片の疲労強度

2.1 基礎試験片の疲労寿命の推定法

(1) 疲労強度におよぼす応力分布の影響

曲げ応力繰返しによる疲労限応力は軸応力繰返しによる疲労限応力の1.2～1.6倍程度となることが古くから知られている。一方疲労強度を問題とする構造部材に加わる応力状態は、一般的には軸応力と曲げ応力とが重複しており、そしてこれら両者の応力成分の比率が部材ごとに異なっていると考えるのが妥当である。そこでより精度の高い疲労設計をするためには、疲労き裂の発生が予想される点からき裂の伝播予測経路に沿った応力分布が疲労き裂発生強度および疲労き裂伝播挙動におよぼす影響を明らかにしておく必要がある。端的に言うならば軸応力がほぼ一様に分布している場合と曲げ応力だけが分布している場合における疲労特性の差違が明確に把握されている必要がある。この点に関して、疲労限応力を対象とした研究結果はこれまで数多く発表されているにも拘らず、時間強度を対象とした研究は意外に少く、また伝播特性の差違の有無を議論した論文も少い。以下に最近行われた関連論文の概要を述べるが、応力分布が疲労き裂発生強度におよぼす影響に関する問題に関してはまだ敷衍性のある明瞭な結論が得られていくとは言い難いし、また一方伝播特性におよぼす影響に関しては充分な量の研究が行われてきたとは言い難い。

¹⁾ 飯田ら¹⁾はSM41B, HW50, HW70, 9%Ni鋼の母材から図2.1.1の砂時計型試験片、図2.1.2の片持梁型面外曲げ試験片をロール方向に採取し、前者については軸力繰返しによる直徑方向対数歪制御両振りの、また後者については曲げ荷重繰返しによる変位振幅制御両振りの低サイクル疲労試験を実施した。いずれの場合も試験片表面に試験前および試験中貼付を繰返した塑性歪ゲージにより表面歪の振幅変化を記録して、両種の試験はいずれもほぼ表面歪振幅制御両振りと見做し得ることを確認しておいた。

試験結果の例を図2.1.3、図2.1.4に示す。軸力による試験の制御値から換算される試験片軸方向の全歪振幅 ϵ_a （き裂と直角方向の歪）と肉眼き裂（長さ約0.5mm）の発生寿命 N_c との関係は黒点で示してあるが、これは表2.1.1に注記したように C_p , k_p , C_e , k_e を定数とする2項の和で与えられ、諸定数はそれぞれ表中のように得られた。一方曲げによる試験の制御値から換算される ϵ_a （き裂と直角方向の歪）は、曲げ試験片の表面繊維における応力-歪ヒステリシスループが、歪制御軸力疲労試験における同一の歪振幅での真応力と対数歪のヒステリシスループに等しいと仮定し、

$$\epsilon_a = m_t(\sigma_a)^{1/n_t} \quad (2.1.1)$$

ならびに、軸力疲労試験で得られた表2.1.2の数値を用いて、塑性歪振幅 ϵ_{pa} と弾性歪振幅 ϵ_{ea} とに分解した。そこで曲げ疲労試験結果については表2.1.1の注に記した式の C'_p k'_p C'_e k'_e を表中のように得た。

表2.1.1の値から任意の N_c に対する ϵ_a が求まるので、両振り曲げによる ϵ_a を ϵ_B と書き直し、また軸力両振り歪制御による ϵ_a を ϵ_A と書き直し、 ϵ_B と ϵ_A との比を画くと図2.1.5が得られる。

軸力歪制御試験片の断面における塑性歪分布はほぼ一様分布と仮定できるし、これに反して曲げ試験片の横断面における塑性歪分布はほぼ試験片板厚の $1/2$ を中立軸とし、表裏面における絶対値が等しく符号が反対の直線分布と仮定できる。同一の N_c における試験片表面での歪振幅の比である ϵ_B/ϵ_A は図2.1.5から明らかなように、低サイクル域においては曲げ疲労強度は軸力疲労強度より高く、しかもその比は N_c の増加に伴って増加する傾向のあることがわかる。したがって軸力歪制御疲労強度線図を求める場合にこれを曲げ疲労試験結果で代用する方法は非安全側の評価を与える危険性があると言えよう。

¹⁾ 飯田ら¹⁾は曲げ試験片の中立軸からyの距離にある繊維の全歪振幅 ϵ_a は板厚の $1/2$ を h として

$$\epsilon_a = (\epsilon_B / h)_y \quad (2.1.2)$$

で与えられると仮定し、また ϵ によるヒステリシスエネルギー ΔW と ϵ_a との間には

$$\Delta W = P (\epsilon_a)^q \quad (2.1.3)$$

の関係が存在し、しかも曲げ試験片内の各繊維は歪振幅さえ同じなら軸力によるものと同一形状のヒステリシスループを画くと仮定して次式を導いた。

$$\epsilon_B / \epsilon_A = [\{ h_0 h^q (q+1) \} / \{ h^{q+1} - (h-h_0)^{q+1} \}]^{1/q} \quad (2.1.4)$$

しかしながら、上式によって図 2.1.5 を説明するためには、き裂発生に寄与する有効体積は表面歪の値の関数であるという概念の導入が必要であり、これの物理的証明は未検討のまま残された課題となっている。

上述と同様な研究が SR 170 で行われた。この場合は SM41B を供試材とし低サイクル疲労においては図 2.1.1、図 2.1.2 の形状の試験片が、また高サイクル疲労においては図 2.1.1 の試験片ならびに試験部形状は図 2.1.2 と同じくした 4 点曲げ試験片が用いられた。すべての試験片は試験部の表面における歪を引張りの完全片振りとし、低サイクル疲労試験においては砂時計型試験片に対して径方向歪制御、片持梁型曲げ試験片に対して撓み変位制御、一方高サイクル疲労試験においては砂時計型試験片に対しては貼付した歪ゲージ出力による軸方向歪制御また 4 点曲げ試験片に対しては同じく貼付した歪ゲージ出力による表面歪制御試験を行なった。なお低サイクル疲労試験における制御値は較正曲線などによって高サイクル疲労試験における制御基準値に換算した。

曲げ疲労における全歪範囲 $\Delta \epsilon_B$ と軸力によるそれ $\Delta \epsilon_A$ を縦軸値として N_c に対してプロットした試験結果は図 2.1.6 に示す通りである。これから図 2.1.5 と同様に曲げ疲労強度と軸力疲労強度との比を N_c に対して画くと図 2.1.7 が得られる。図 2.1.5 の場合には N_c が 10^2 から 10^5 の範囲において比が上昇する傾向が見られたが、図 2.1.7 においてもやはり低サイクル疲労域では N_c の増加に伴って疲労強度比は上昇し、そして高サイクル疲労域にかかるて逆に低下する傾向が示されている。他の材料について低・高サイクル全域を通して行った実験例は見当らないので断定はできないが、図 2.1.7 は曲げと軸力の疲労強度比の一般的傾向を示していると考えてよさそうである。

平板に存在する切欠断面における応力勾配が疲労強度におよぼす影響の研究が SR 170 で実施された。SM41B 鋼を供試材とする図 2.1.8 の試験片を用意した。一部の試験片は図中実線で画いた中心のピン孔に片振り引張荷重を加え、また一部の試験片は点線で画いたピン孔に片振り引張荷重を与えた。前者を中心引張り、後者を偏心引張りと呼ぶ。歪ゲージによる切欠線上の中央部分の応力分布は図 2.1.9 に示すように、中心引張りではほぼ一様、偏心引張りでは曲げ応力分布となっている。

疲労試験結果を図 2.1.10 に示す。S-N 線図を指數関数表示した場合の定数は表 2.1.3 のように得られたが、図および表からわかるように応力分布が一様に近い中心引張りの方が偏心引張りよりも N_c , N_f ともに短寿命である。

SR 157 において、応力勾配が疲労き裂伝播挙動におよぼす影響の研究が行われた。図 2.1.11 に示す形状の試験片において切欠長さとピン孔の位置を変えることにより切欠断面における応力分布を変化させた。図 2.1.12 に応力分布の測定結果を模式的に示す。まず縦線でハッチした部分は初期の応力分布を、次に点線で包絡した曲線はそれぞれき裂が P 点および Q 点まで進展してきたときの応力分布を示している。すなわち C 型試験片はほぼ一様な応力分布、E-1 型は切欠底に曲げ型式でしかも大きい応力勾配があり、そして E-2 型は逆に切欠に向って低くなるような応力勾配となっている。しかしき裂が進展するとき裂の先端近傍では類似の応力分布となることがわかる。

疲労き裂伝播速度 da/dN と ΔK に関する試験結果を図 2.1.13 に例示した。本図は最も分散が著し

い場合であるが図のように中央線を引いて、3種類の試験片の $d\sigma/dN$ 対 $4K$ 線図を比較すると、初期の応力勾配の影響は見られずすべてのデータは一つの分散帯に入る、換言すれば疲労き裂伝播に関しては応力勾配の影響はきわめて少ないと考えられることが明らかとなった。

(2) 疲労強度におよぼす平均応力の影響

一般の構造物あるいは機械要素などには種々の応力集中部が存在し、これらは、平均応力を伴う変動応力を受けている。これらの疲労寿命を計算するためには任意の平均応力のもとでの S-N 線図が必要である。実際問題として、種々の応力集中部に関して平均応力が存在する場合の S-N 線図を実験的に求ることは極めて困難である。従って、疲労強度におよぼす平均応力の影響を定量的に明らかにし、限られた疲労試験結果をもとにして任意の平均応力が存在する一般の S-N 線図を推定する方法が望まれる。

従来の平均応力の影響に関する研究は、破断寿命 N_f に注目して疲労限の決定に関するものが大部分ですでに実験式が与えられている。しかし有限寿命域での研究は少なく、任意の平均応力のもとでの S-N 線図の定量的推定法はわずかに中村らの方法⁴⁾、八木らの方法⁵⁾がみられる程度で、これまでには疲労限に対する考え方を有限寿命域にまで拡張し適用している。

ここでは、疲労強度におよぼす平均応力の定量的な影響に関し、種々の応力集中部について一組の S-N 線図から任意の応力比または平均応力に対する S-N 線図が計算できる八木らの方法⁵⁾を採用する。

その概要は次のようである。

応力片振幅 S_a と平均応力 S_m の関係 $S_a - S_m$ 線図を次のように表わす。

- 1) 疲労試験で得られる応力振幅および平均応力を公称応力で $S_a - S_m$ 線図上に表示すれば、図 2.1.14 に示す斜線の範囲内に実験点が存在するから S_m 軸との交点はすべての時間強度に対して材料の引張強さ σ_B とする。
- 2) $S_a - S_m$ 線図は、図 2.1.15 に示すように両振り時間強度（応力片振幅） S_{-1} と片振り時間強度（応力片振幅） S_0 とを結ぶ直線、ならびに片振り時間強度と S_m 軸上の材料の引張り強さ σ_B を結ぶ直線で表わす。

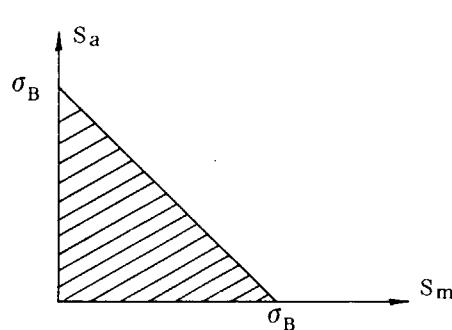


図 2.1.14

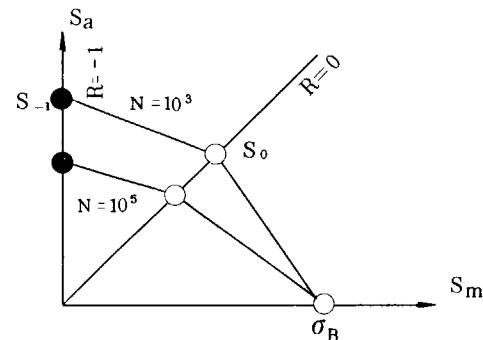


図 2.1.15

以上から、両振りおよび片振りの疲労試験があれば、図 2.1.15 の $S_a - S_m$ 線図を用いて、その他の任意の平均応力 ($S_m \geq 0$) に対する S-N 線図を次のように求めることができる。

図 2.1.15 に示した $S_a - S_m$ 線図の直線はそれぞれ (2.1.5)、(2.1.6) 式で表わせる。

$$S_a = - \left(\frac{S_{-1}}{S_0} - 1 \right) S_m + S_{-1} \quad -1 \leq R \leq 0 \quad (2.1.5)$$

$$S_a = \frac{S_0}{S_0 - \sigma_B} (S_m - \sigma_B) \quad 0 < R < 1 \quad (2.1.6)$$

任意の応力比 R での応力片振幅を S_{aR} 、平均応力を S_{mR} とする。

$$R = \frac{S_{min}}{S_{max}} = \frac{S_{mR} - S_{aR}}{S_{mR} + S_{aR}} \quad (2.1.7)$$

応力比 R での S_a と S_m との関係は (2.1.8) 式で表わせる。

$$S_a = \frac{S_{aR}}{S_{mR}} \cdot S_m = \frac{1-R}{1+R} \cdot S_m \quad (2.1.8)$$

任意の応力比 R での応力振幅 S_{aR} は (2.1.5)、(2.1.6) の各式と (2.1.8) 式の交点として (2.1.9) 式、(2.1.10) 式のように求められる。

$$S_{-1}(1-R) - S_{aR} \frac{S_{-1}}{S_0} (1+R) + 2RS_{aR} = 0 \quad -1 \leq R \leq 0 \quad (2.1.9)$$

$$S_0 \{ (1-R)\sigma_B - 2R(S_{aR}) \} - (1-R)S_{aR}\sigma_B = 0 \quad 0 < R < 1 \quad (2.1.10)$$

従って、両振りおよび片振りの疲労試験結果がそれぞれ (2.1.11) 式、(2.1.12) 式で得られていれば、(2.1.11) 式、(2.1.12) 式を (2.1.9) 式、(2.1.10) 式に代入することで応力比 R での応力振幅 S_{aR} と繰返し数 (亀裂発生寿命 N_c) との関係が得られる。

$$S_{-1} = f(N_c) \quad (2.1.11)$$

$$S_0 = g(N_c) \quad (2.1.12)$$

次に、一組の任意の平均応力または応力比の $S-N$ 線図から、その他の正の平均応力または $-1 \leq R \leq 1$ の範囲の応力比に対する $S-N$ 線図を求める。

両振りと片振りの時間強度の比 S_{-1}/S_0 と繰返し数 N (亀裂発生寿命 N_c) との関係は、近似的に次のように表わすことができる。

$$S_{-1}/S_0 = D N_c^\gamma \quad (2.1.13)$$

ここに、弾性応力集中係数 K_t

$$\begin{aligned} K_t &= 1, \quad D = 2, \quad \gamma = -0.0353 & 10^2 \leq N_c \leq 2 \times 10^6 \\ K_t &> 1, \quad D = 2, \quad \gamma = -0.0753 & 10^2 \leq N_c \leq 10^4 \\ D &= 2, \quad \gamma = 0 & 10^4 < N_c \leq 2 \times 10^6 \end{aligned} \quad (2.1.14)$$

(2.1.13) 式、(2.1.14) 式を用いれば両振りか片振りいずれかの疲労試験結果から他方が求まり前述の S_a-S_m 線図を利用して、その他の $S-N$ 線図を求めることができる。

$-1 < R < 0$ の範囲でのある疲労試験結果がある場合には、まず (2.1.13) 式を用いれば (2.1.5) 式の勾配 $-(S_{-1}/S_0)_{-1}$ が決まり、これと与えられた (S_a, S_m) の組に対する疲労試験結果から両振りの時間強度 S_{-1} が求まる。また、 $R > 0$ の範囲での (S_a, S_m) の組に対する疲労試験結果が与えられたときは (2.1.6) 式から片振りの時間強度 S_0 が求まり、あとは前述した手順と同様である。

以上から、ある弾性応力集中係数 K_t に対して $-1 \leq R \leq 1$ の範囲内での一組 $S-N$ 線図から、その他の正の平均応力または $-1 \leq R \leq 1$ の範囲の応力比に対する $S-N$ 線図を求めることができる。

なお、負の平均応力 (圧縮平均応力) が疲労強度におよぼす影響に関する研究はそれほど多くなく⁶⁾ 定量的に評価するには十分でない。従って、平均応力が負 (圧縮応力) の場合の強度は両振りの強度に等しいと仮定し、 $S_m = 0$ とする。

(3) 基礎試験片の疲労寿命の推定法

溶接継手のような切欠き材の疲労き裂発生に対する破壊基準としては、Topper^{7),8)} の応力・歪関数 $D (= \sqrt{4\sigma \cdot 4\varepsilon \cdot E})$ 、飯田ら⁹⁾によるヒステリシスエネルギー $\frac{1-n}{1+n} 4\sigma \cdot 4\varepsilon_p$ 、局部歪範囲 4ε ¹⁰⁾ などが採用されているが、切欠き底におけるヒステリシス・ループが平均歪などに依存せず定常的なものであると仮定する限り、上述の破壊基準の間に本質的な差異はないことが飯田ら¹¹⁾によって指摘されている。したがって本項では破壊基準として局部歪範囲 4ε を採ることとし、切欠き材の疲労き裂発生寿命は、切欠き底における 4ε と同じ大きさの歪をうける平滑試験片の寿命と同一であると考える。そこで、いままでに種々の研究者によって行われた軟鋼の砂時計型あるいは平滑試験片による完全両振り定歪疲労試験の結果をもとに、歪範囲 4ε と疲労き裂発生寿命 N_c の関係および定常時のヒステリシス曲線を求めた。次に弾性応力集中係数 K_t を有する軟鋼切欠き試験片に公称応力範囲 $4S$ が作用するときの切欠き底における 4ε を Stowe II の関係式を用いて推定した。このようにして推定した切欠き底の 4ε から、上記の完全両振り定歪疲労試験によって得られた $4\varepsilon-N_c$ 曲線を用いて N_c を推定した。なお、この計算方法については後述するが、設計上の便利さから $4S$ と K_t を与えれば N_c がノモグラムによって求められるようにした。

完全両振り定歪疲労試験における飽和したヒステリシスループは次式のように表わすことができる。

$$4\varepsilon = \frac{4\sigma}{E} + m (4\sigma)^{\frac{1}{n}} \quad (2.1.15)$$

ここに 4σ は局部応力範囲、 E はヤング率、 m 、 n は材料定数である。また弾性歪範囲 $4\varepsilon_e$ と N_c の間に両対数で表示すると次式に示す直線関係が成立することが実験的に確められている。

$$4\varepsilon_e = \frac{4\sigma}{E} = A \cdot N_c^\alpha \quad (2.1.16)$$

ここに A および α は材料定数である。 4ε は弾性歪範囲 $4\varepsilon_e$ と塑性歪範囲 $4\varepsilon_p$ の和として与えられ、上式を (2.1.15) 式に代入することによって $4\varepsilon-N_c$ 曲線は次のようにになる。

$$4\varepsilon = 4\varepsilon_e + 4\varepsilon_p = A N_c^\alpha + B N_c^\beta \quad (2.1.17)$$

ここで $B = m (E \cdot A)^{\frac{1}{n}}$ 、 $\beta = \alpha/n$

表 2.1.4 に挙げた鋼材の材料定数 A 、 B 、 α および β はすでに各研究者によって求められており、表 2.1.5 にそれらの値を一括して示した。^{6),12),13)} この実験式をもとに $4\varepsilon-N_c$ 線図を示すと図 2.1.16 のようになる。なお同図には ASEM Sec III 提案による $4\varepsilon-N_c$ 曲線が参考までに示してある。飯田ら²⁰⁾ および Manson²¹⁾ は、(2.1.17) 式の係数 A 、 B および指数 α 、 β を、静的引張試験によって得られる引張強さ σ_B および破断延性 ε_f をもとに推定する方法を提案している。表 2.1.4 に示した σ_B および ε_f を用いてそれぞれの方法で求めた各鋼材に対する $4\varepsilon-N_c$ 曲線の推定式を参考までに表 2.1.5 に附記した。

表 2.1.4 に示した軟鋼材のうち、 $4\varepsilon_e$ および $4\varepsilon_p$ と N_c の実測値がそれぞれ与えられている④、⑥、⑦、⑧および⑫の資料について、線形回帰分析を行い、各き裂発生確率 P_{Nc} における $4\varepsilon-N_c$ 曲線を推定することとした。 $4\varepsilon_e = A \cdot N_c^\alpha$ および $4\varepsilon_p = B N_c^\beta$ を回帰モデルとし、 N_c が対数正規分布となると仮定して、係数 A 、 B および指数 α 、 β の期待値を推定した。このようにして求めた A 、 B 、 α および β の推定値を (2.1.17) 式に代入すると次式が得られる。

$$4\varepsilon = 0.007980 N_c^{-0.1206} + 0.4878 N_c^{-0.5405} \quad (2.1.18)$$

上式右辺の第 1 項および第 2 項は $P_{Nc} = 50\%$ の $4\varepsilon_e-N_c$ および $4\varepsilon_p-N_c$ 曲線を表わしているが、 N_c が対数正規分布の確率変数であるので、 $4\varepsilon_e$ と $4\varepsilon_p$ の和で与えられる 4ε と N_c の関係は $P_{Nc} = 50\%$ の $4\varepsilon-N_c$ 曲線を与えることにはならない。しかしながら、図 2.1.17 に示した (2.1.18) 式で与えられる $4\varepsilon-N_c$ 曲線は実測値のはらつきの範囲内にあるので、この $4\varepsilon-N_c$ 曲線を $P_{Nc} = 50\%$ における

ものとみなすこととした。そこで N_c の分散はいずれの寿命においても等しいと仮定し、(2.1.18)式と実測値の残差より推定した分散をもとに、 P_{nc} が 10, 5 および 1 % の $\Delta\epsilon$ - N_c 曲線が示してある。

そこで各 P_{nc} における $\Delta\epsilon$ - N_c 曲線を用いて切欠き材の疲労き裂発生寿命を推定した。

切欠き底の局部応力範囲 $\Delta\sigma$ および局部歪範囲 $\Delta\epsilon$ と公称応力範囲 $\Delta\sigma$ および公称歪範囲 $\Delta\epsilon$ の間には次式に示す Stowell の関係が成立するものと仮定する。

$$K_t = \frac{\Delta\sigma}{\Delta S} = 1 + (K_t - 1) \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon} \cdot \frac{\Delta\epsilon}{\Delta S} \quad (2.1.19)$$

ここで ΔS がみかけ上弾性的であるとすると $\Delta\epsilon$ は次式で与えられる。

$$\Delta\epsilon = \frac{\Delta S}{E}$$

上式を (2.1.19) 式に代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\sigma}{\Delta S} &= 1 + (K_t - 1) \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon \cdot E} \\ \frac{\Delta\sigma}{\Delta S} \cdot E \cdot \Delta\epsilon &= E \cdot \Delta\epsilon + (K_t - 1) \Delta\sigma \\ \Delta S &= \frac{E \cdot \Delta\sigma \cdot \Delta\epsilon}{E \cdot \Delta\epsilon + (K_t - 1) \Delta\sigma} \end{aligned} \quad (2.1.20)$$

(2.1.16) 式および (2.1.17) 式を用いて、(2.1.20) 式より $\Delta\epsilon$ 、 $\Delta\sigma$ を消去すると、 ΔS と N_c の間には次式が成立することとなる。

$$\Delta S = E \cdot A N_c^\alpha \left\{ 1 - \frac{K_t - 1}{K_t + (B/A) N_c^{\beta-\alpha}} \right\} \quad (2.1.21)$$

上式の A 、 B 、 α および β は表 2.1.6 の各 P_{nc} における材料定数を代入し、 K_t が 2 と 4 の場合について ΔS を与えて N_c を計算し、 P_{nc} と N_c の関係を ΔS をパラメータとして対数正規確率紙に示すと図 2.1.18 のようになる。 P_{nc} と N_c の関係は確率紙上でほぼ直線上にのっており、表 2.1.6 の各 P_{nc} における材料定数を用いて (2.1.21) 式より求めた ΔS - N_c 曲線は、 N_c が対数正規分布をする P_{nc} - ΔS - N_c 曲線を近似的に与えているとみることができる。(2.1.21) 式は切欠き材の完全片振りにおける ΔS - N_c 曲線を与える関係式で、弹性応力集中係数 K_t とき裂発生寿命 N_c を与えて公称応力範囲 ΔS を求めることは計算が容易であるが、 ΔS と K_t から N_c を算出するには反復計算を行う必要があり、労力を要する。そこで (2.1.21) 式に示す ΔS 、 K_t および N_c の関係を与えるノモグラム(共役図表)を作成した。 P_{nc} が 50 % および 5 % の ΔS - N_c 線図に対するノモグラムを図 2.1.19 および 2.1.20 にそれぞれ示す。

図 2.1.19 の破線および一点鎖線は、ノモグラムの使用法を示した一例である。破線は $\Delta S = 28.0 \text{ kg/mm}^2$ 、 $K_t = 2.8$ における N_c を求めた例で、I 軸上に採った K_t と、II 軸上の ΔS とを結ぶ直線が II 軸と交わる点がこの場合の N_c を与えることになる。 N_c が 10^5 回以上では II 軸の目盛りを拡大した III 軸の目盛りを用いるほうが精度の高い N_c を読みとくことができる。当然のことながら、このノモグラムを用いれば、 N_c と K_t から ΔS を求めることも容易である。

以上は完全片振り引張りすなわち応力比 R が 0 における疲労き裂発生寿命の推定法について述べたものであるが、任意の R における寿命推定は、前項の (2.1.9)、(2.1.10)、(2.1.13) および (2.1.14) 式において、 $S_0 = \Delta S/2$ とし、(2.1.21) 式を代入することによって求めた次式で行うことができる。

(-1 ≤ R ≤ 0)

$$(1-R) \cdot \frac{D \cdot E \cdot A N_c^{\alpha+r}}{2} \cdot \left\{ 1 - \frac{K_t - 1}{K_t + (B/A)N_c^{\beta-\alpha}} \right\} - (1+R) D N_c^r (S_a)_R \\ + 2R (S_a)_R = 0$$

(0 < R < 1)

$$\frac{E \cdot A N_c^{\alpha}}{2} \cdot \left\{ 1 - \frac{K_t - 1}{K_t + (B/A)N_c^{\beta-\alpha}} \right\} = \frac{(1-R)(S_a)_R \sigma_B}{\{(1-R)\sigma_B - 2R(S_a)_R\}}$$

ここで S_a は公称応力片振幅である。

同一鋼種においても、引張強さ σ_B が若干異なるので、汎用性を考えて上式の S_a を σ_B で無次元化して表示すると次のようになる。

(-1 ≤ R ≤ 0)

$$(1-R) \cdot \frac{D \cdot E \cdot A N_c^{\alpha+r}}{2 \cdot \sigma_B} \cdot \left\{ 1 - \frac{K_t - 1}{K_t + (B/A)N_c^{\beta-\alpha}} \right\} - (1+R) D N_c^r (S_a/\sigma_B)_R \\ + 2R (S_a/\sigma_B)_R = 0$$

(0 < R < 1)

$$\frac{E \cdot A N_c^{\alpha}}{2 \cdot \sigma_B} \cdot \left\{ 1 - \frac{K_t - 1}{K_t + (B/A)N_c^{\beta-\alpha}} \right\} = \frac{\sigma_B(1-R)(S_a/\sigma_B)_R}{\{(1-R)-2R(S_a/\sigma_B)_R\}}$$

K_t が 2.3⁶⁾ と 2.8²⁾ の十字すみ肉継手および K_t が 4.0 と 6.0 の切欠き試験片⁹⁾ について行った完全片振り引張疲労試験結果を、上述のノモグラムを用いて推定した $P_{nc} = 50$ および 5% の $\Delta S-N_c$ 曲線と比較して図 2.1.2.1 および 図 2.1.2.2 に示す。図 2.1.2.3 は $K_t = 2.2$ の模擬溶接継手の完全両振り疲労試験結果を (2.1.2.2) 式によって推定した $\Delta S-N_c$ 曲線と比較したものである。これらの $S_a/\sigma_B - N_c$ 線図を溶接継手については図 2.1.2.4 に、切欠き試験片については図 2.1.2.5 に示す。以上に示した $\Delta S-N_c$ 線図によると、いずれの試験片においても $P_{nc} = 50$ および 5% の推定曲線はともに実測値より短寿命側となっている。したがって、表 2.1.6 に示す材料定数と (2.1.2.1) あるいは (2.1.2.2) 式を用いて軟鋼切欠き材の疲労き裂発生寿命を算出することは、安全側の推定を行うことになり、後述の溶接構造物の疲労き裂発生寿命推定に対しても有効な方法といえる。

参考文献

- 1) 飯田、松本、永井 “撓み制御平面曲げおよび径歪制御軸力による低サイクル疲労強度の比について” 日本造船学会論文集 vol. 137 (1975) 307/315 .
- 2) 日本造船研究協会第170研究部会：船体構造不連続部の疲労設計法に関する研究、研究資料 No. 316 昭和 54 年 3 月
- 3) 日本造船研究協会第157研究部会：船体構造のメインテナンスフリーに関する研究、研究資料 No. 308 昭和 54 年 3 月
- 4) 中村 宏、恒成利康 “機械部品及び構造部材の疲れ寿命推定法(5)” 機械の研究 vol. 27 No. 6 (1975) 837/840
- 5) 八木順吉、富田康光 “鋼材の低サイクル疲労に関する研究第4報” 日本造船学会論文集 vol. 138 (1976) 431/438

- 6) 日本造船研究協会第170研究部会 “船体構造不連続部の疲労設計法に関する研究”
研究資料№298 昭和53年3月
- 7) C.V.B.Gowda, T.H.Topper and B.N.Leis : Crack Initiation and Propagation
in Notched Plates Subjected to Cyclic Inelastic Strains, Proc. Intern. on
Mechanical Behavior of Materials, vol. II, 1972
- 8) R.M.Wetzel : Smooth Specimen Simulation of Fatigue Behavior of Notches,
J. of Materials, vol.3, №3, 1968
- 9) 飯田國廣、高允宝：ヒステリシスエネルギーに基づいた疲労強度減少係数の一考察、日本造船学会論文集、134号、1973,P341~P350
- 10) S.S.Manson : Fatigue A Complex Subject-Some Simple Approximations,
Experimental Mechanics, July, 1965, P193~P226
- 11) 飯田國廣、高允宝：軟鋼および高張力鋼の切欠疲労強度に関する一考察、日本造船学会論文集、第141号、1977、P257~P267
- 12) 安藤良夫、飯田國廣、征矢勇夫：切欠付広幅平板の低サイクル疲労寿命に関する一考察、日本造船学会論文集、第129号、1971，P189~P201
- 13) 堀田知道、村木潤次郎、石黒隆義、石井伸幸、関口進：鋼材の歪制御低サイクル疲労強度推定に関する研究（第1報）、日本造船学会論文集、第124号、1968，P341~P353
- 14) 永井欣一、森正浩、矢島浩、山本豊、藤本由紀夫：軟鋼切欠平板の腐食疲労亀裂発生寿命に関する研究、日本造船学会論文集、第142号、1977，P224~P235
- 15) 日本造船研究協会第170研究部会資料：引張及び曲げ疲労強度の比較研究、昭和54年、SR170-K14-2
- 16) 日本造船研究協会第200研究部会第2部科会；昭和49年度報告（船体構造部材の疲労強度）、昭和50年、2月、5、6節
- 17) 村上敬宜、楠本韶：低サイクル疲れにおける切欠き効果、日本機械学会論文集、39巻319号、1973，P780~P787
- 18) 鵜戸口英善、三橋俊作、和田伸之：低サイクル疲れにおける切欠き効果について、日本機械学会論文集34巻268号、1968，P2059~P2067
- 19) 八木順吉、富田康光：鋼材の低サイクル疲労に関する研究（第2報）、日本造船学会論文集、第134号、1973，P325~P339
- 20) K.Iida, E.Fujii : Low Cycle Fatigue Strength of Steels and weld in
Relation to Static Tensile Properties, Fracture 1977, vol.2, P973~P980
- 21) S.S.Manson : Interfaces between Fatigue, Creep and Fracture, NASA TM
X-52189, 1966
- 22) 東田喜輔：溶接構造物の疲労き裂発生寿命の推定（その1）、住友重機械技報、vol.25, 1977

表 2.1.1 ϵ_a 表示式における定数。 $\epsilon_a = C_p(N_c)^{-k_p} + C_e(N_c)^{-k_e}$ (軸力)、

$$\epsilon_a = C'_p(N_c)^{-k'_p} + C'_e(N_c)^{-k'_e}$$
 (曲げ)

Material	Axial				Bending			
	k_p	C_p	k_e	C_e	k'_p	C'_p	k'_e	C'_e
SM 41 B	0.554	0.250	0.1230	0.00400	0.457	0.168	0.1020	0.00374
HW 50	0.652	0.479	0.0630	0.00407	0.613	0.328	0.0625	0.00386
HW 70	0.737	0.520	0.0682	0.00508	0.574	0.206	0.0553	0.00464
9% Ni	0.712	0.490	0.0880	0.00519	0.506	0.144	0.0607	0.00451

表 2.1.2 $\epsilon_{pa} = m(\sigma_a)^{\frac{1}{m}}$ 、 $\epsilon_a = m_t(\sigma_a)^{\frac{1}{n_t}}$ における定数

Material	m	n	m_t	n_t
SM 41 B	1.004×10^{-9}	0.2323	9.80×10^{-9}	0.266
HW 50	7.601×10^{-16}	0.1338	4.02×10^{-15}	0.140
HW 70	6.175×10^{-16}	0.1226	6.22×10^{-14}	0.164
9% Ni	5.316×10^{-18}	0.1204	3.76×10^{-12}	0.192

表 2.1.3 中心引張りおよび偏心引張り疲労試験による S-N 線図 ($S = CN^{-k}$) の定数
(S は kg/mm^2 単位)

試験片	N _c 基準		N _f 基準	
	C	k	C	k
中心引張り	83.6	0.134	130.5	0.116
偏心引張り	133.8	0.153	213.9	0.185

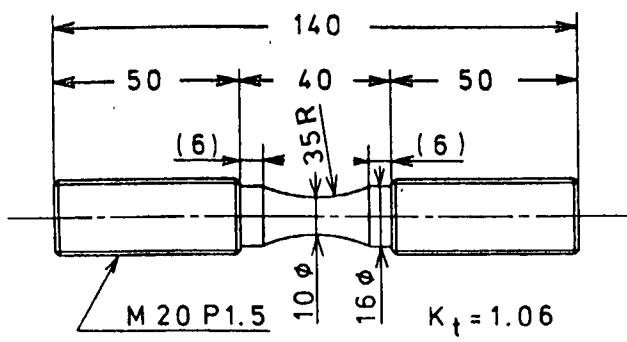


図 2.1.1 砂時計型軸力引張疲労試験片

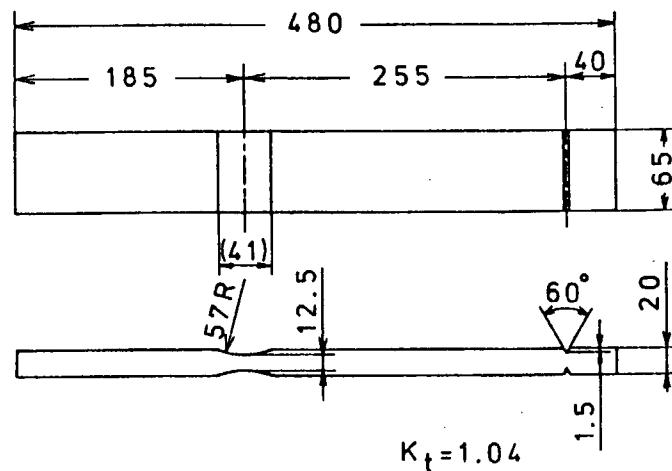


図 2.1.2 片持梁型面外曲げ疲労試験片

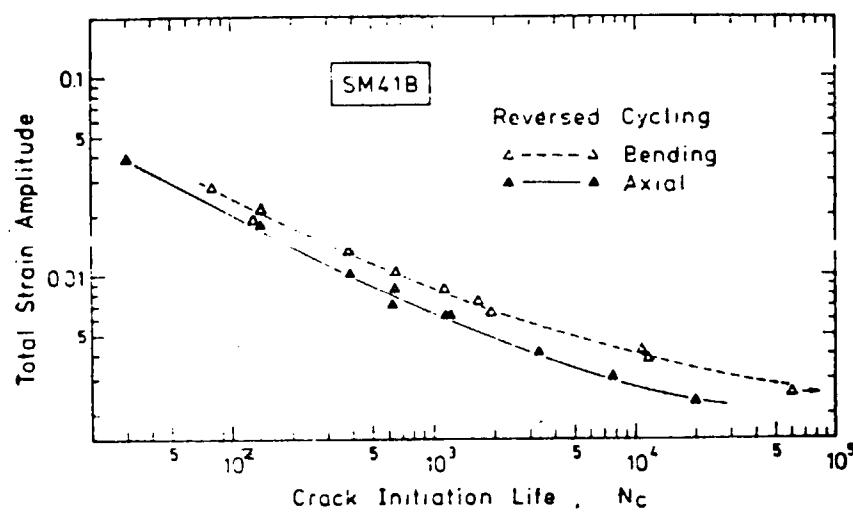


図 2.1.3 軸力および曲げ低サイクル疲労線図（軟鋼）

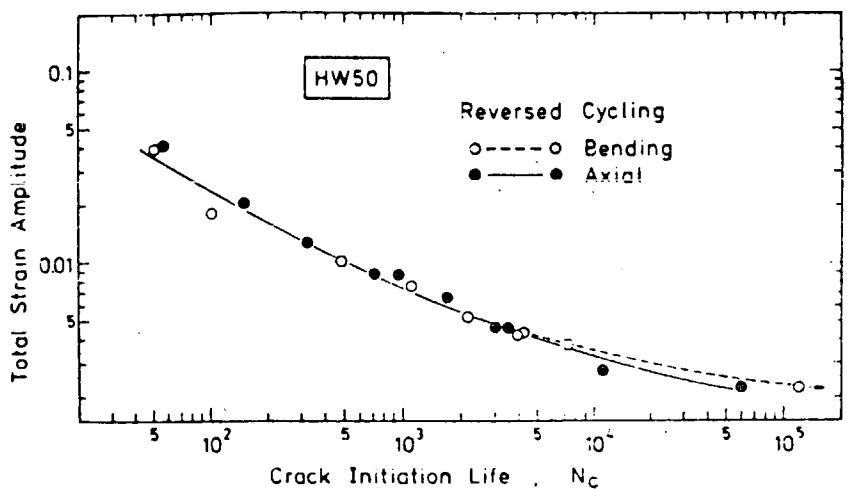


図 2.1.4 軸力および曲げ低サイクル疲労線図(60キロHT)

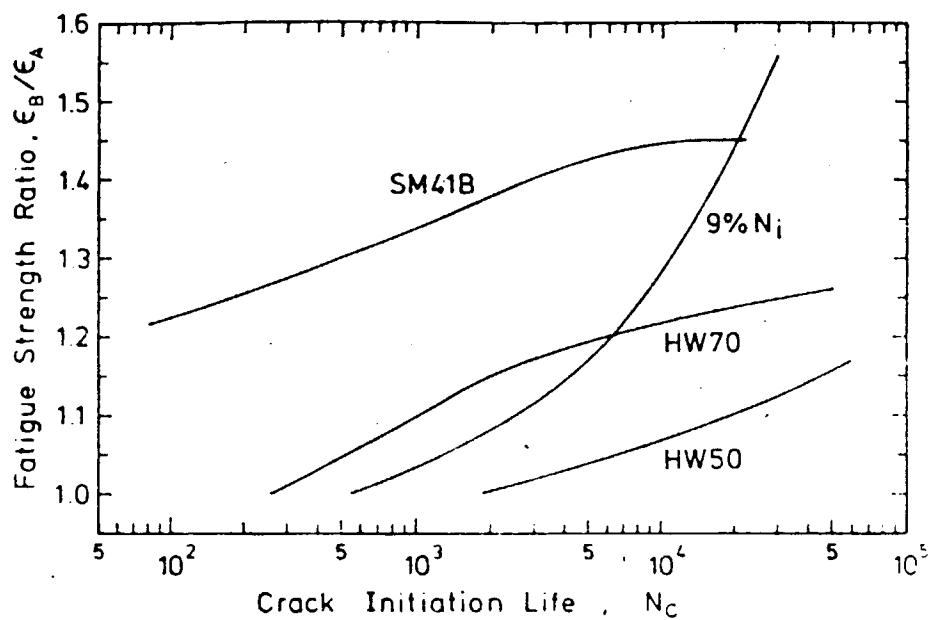


図 2.1.5 曲げ疲労強度と軸力疲労強度との比とき裂発生寿命との関係

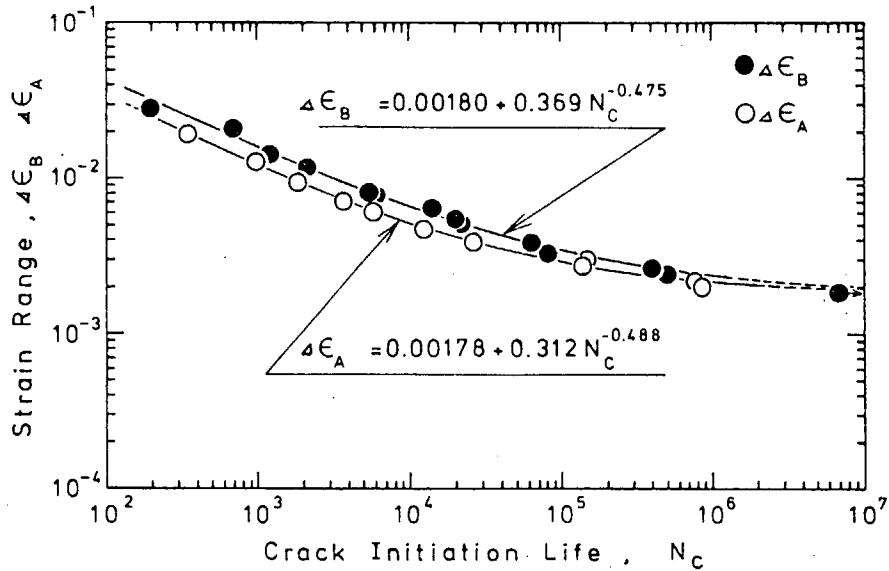


図 2.1.6 軸力引張および面外曲げにおける疲労強度の比較

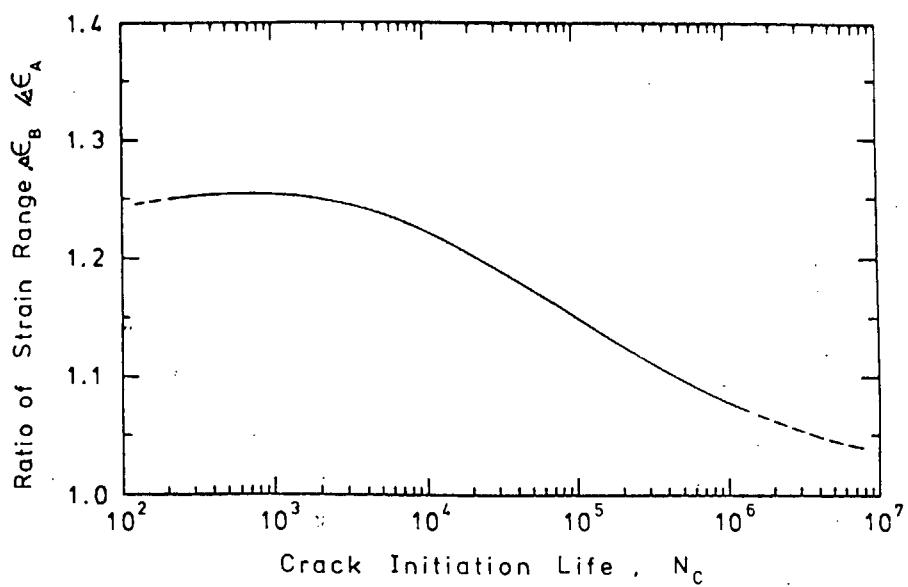


図 2.1.7 軸力引張と面外曲げの疲労強度比とき裂発生寿命

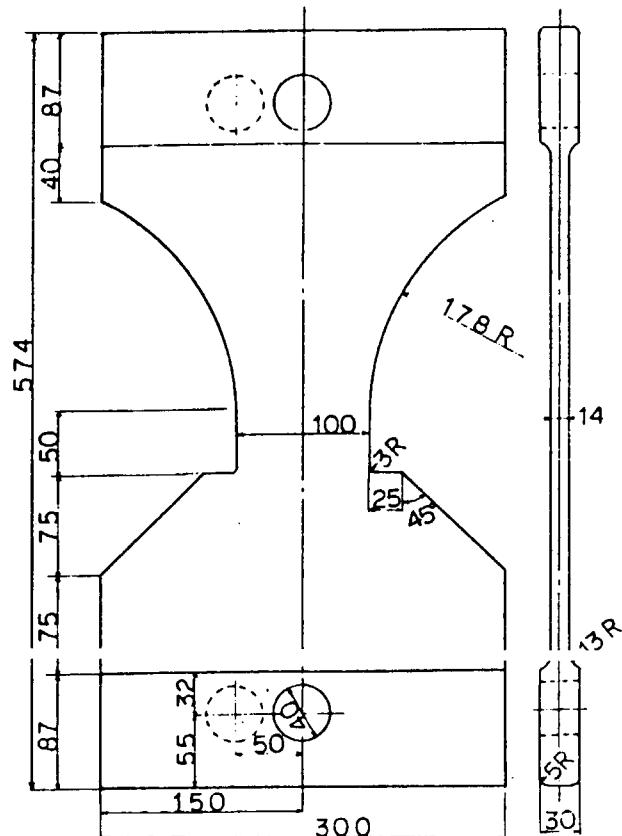


図 2.1.8 試験片形状と寸法

(○)は偏心引張試験用

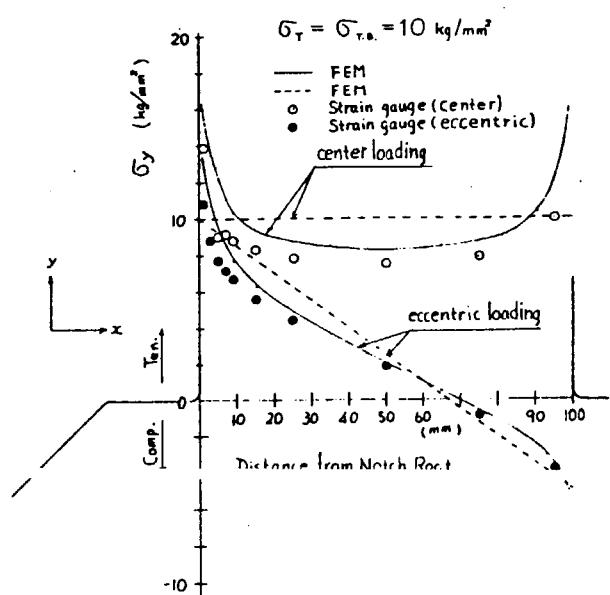


図 2.1.9 切欠線上の応力分布

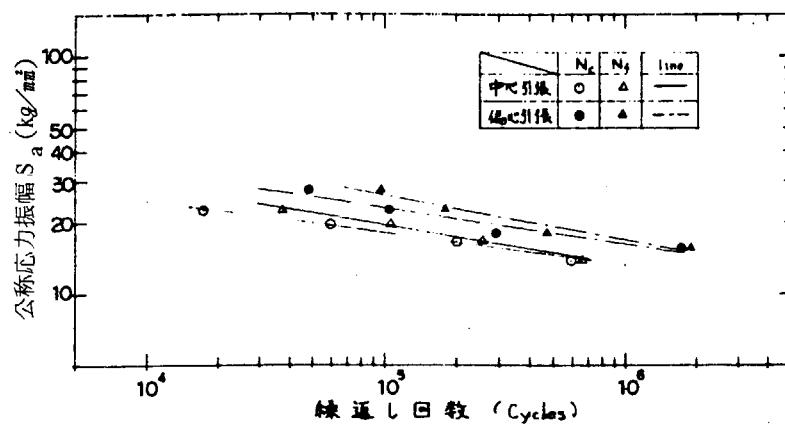


図 2.1.10 公称応力振幅とき裂発生および破断寿命の関係

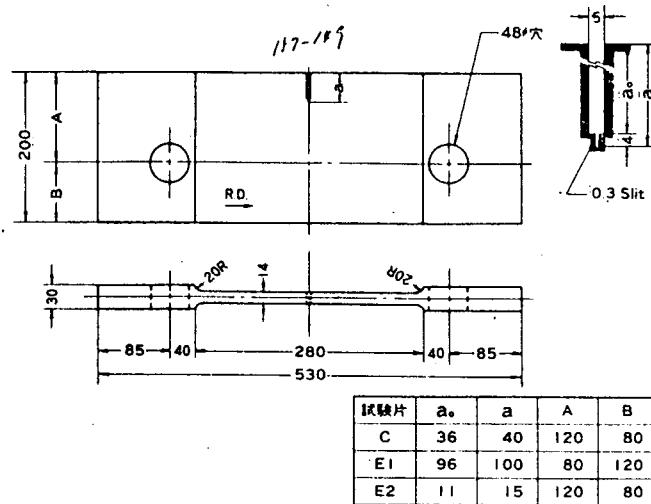


図 2.1.11 疲労き裂伝播試験片

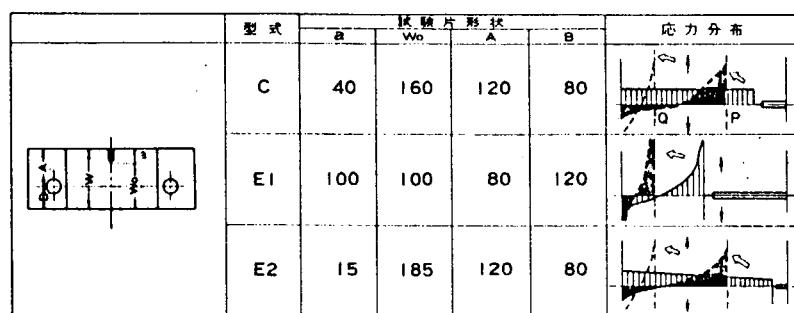


図 2.1.12 試験片形状と応力分布

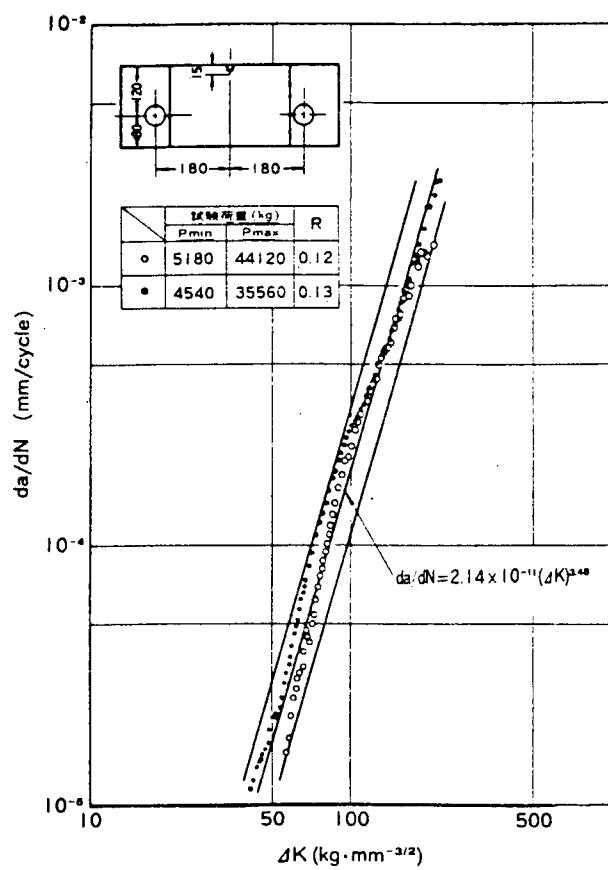


図 2.1.1.3 E2 型試験片の疲労き裂伝播特性

表 2.1.4 完全両振り定歪試験供試鋼の静的強度および試験片形状

番号	鋼種	C量(%)	下降伏応力 σ_y (kg/mm ²)	引張強さ σ_b (kg/mm ²)	絞りR.A(%)	破断延性 ϵ_f	試験片形状
①	SM41B 12)		27.5	44.6	58.8	0.887	砂時計型
②	SM50B 12)		36.1	53.4	69.4	1.184	砂時計型
③	Low Carbon Steel 13)	0.041	21.7	36.3	67.8	1.133	砂時計型
④	SS41 (圧延方向) 13)	0.184	24.1	49.3	60.6	0.931	砂時計型
⑤	SS41 (板厚方向) 13)	0.184	28.6	48.5	31.1	0.373	砂時計型
⑥	KAK (SM41B) 6)	0.16	30.0	46.7	59.4	0.901	平滑型
⑦	KAK (SM41B) 14)	0.13	33.0	47.0	59.4	0.901	平滑型
⑧	SM41B 15)	0.17	28.0	46.0			砂時計型
⑨	Armco 16)	0.018	20.67	35.93		1.026	砂時計型
⑩	S45C 17)	0.48	33.5		48.8		平滑型 砂時計型
⑪	S45C 18)	0.44	39.6	65.2	53.7	0.770	平滑型 砂時計型
⑫	SM41B 19)	0.10	29.0	48.4	51.0	1.112	平滑型

⑩は両振軸力定荷重、他はすべて両振軸力定歪

表 2.1.5 各種鋼材における $\Delta\varepsilon - N_c$ 曲線の実験式および推定式

番号	鋼種	実験式		推定式(飯田式)		推定式(共通勾配法Manson)	
		$\Delta\varepsilon_e$	$\Delta\varepsilon_p$	$\Delta\varepsilon_e$	$\Delta\varepsilon_p$	$\Delta\varepsilon_e$	$\Delta\varepsilon_p$
①	SM 4 1 B	-0.130	0.664N _c	-0.670	0.0072N _f	-0.126	0.5074N _f
②	SM 5 0 B	-0.124	0.64N _c	-0.616	0.0081N _f	-0.117	0.6770N _f
③	Low Carbon steel	-0.128	0.57N _c	-0.593	0.00634N _f	-0.135	0.6481N _f
④	SS 4 1 (圧延方向)	-0.111	0.44N _c	-0.535	0.00768N _f	-0.121	0.5328N _f
⑤	SS 4 1 (板厚方向)	-0.090	0.173N _c	-0.491	0.00760N _f	-0.122	0.2134N _f
⑥	KAK (SM 4 1 B)	0.0941	0.42N _c	-0.495	0.00742N _f	-0.124	0.5136N _f
⑦	KAK (SM 4 1 B)	-0.0879	0.481N _c	-0.509	—	—	—
⑧	SM 4 1 B	0.001292+0.1571N _c	—	-0.3857	—	—	—
⑨	Armco	-0.119	0.9N _f	-0.559	0.0063N _f	-0.135	0.5869N _f
⑩	S 4 5 C	—	0.61N _c	-0.59	—	—	—
⑪	S 4 5 C	—	0.54N _c	-0.5	0.00932N _f	-0.104	0.4404N _f
⑫	SM 4 1 B	—	1.043N _c	-0.648	0.00759N _f	-0.122	0.629N _f

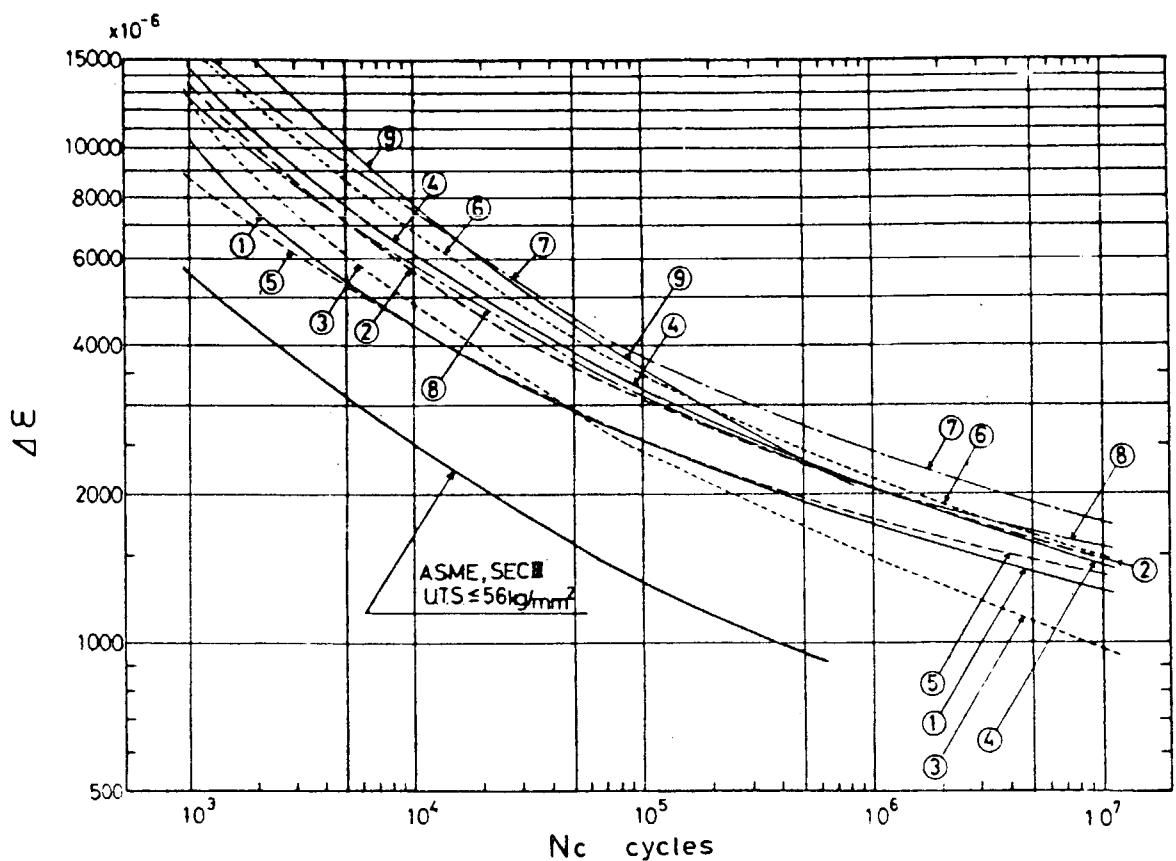


図 2.1.1.6 各種鋼材における $\Delta\epsilon$ - N_c 線図 (実験式)

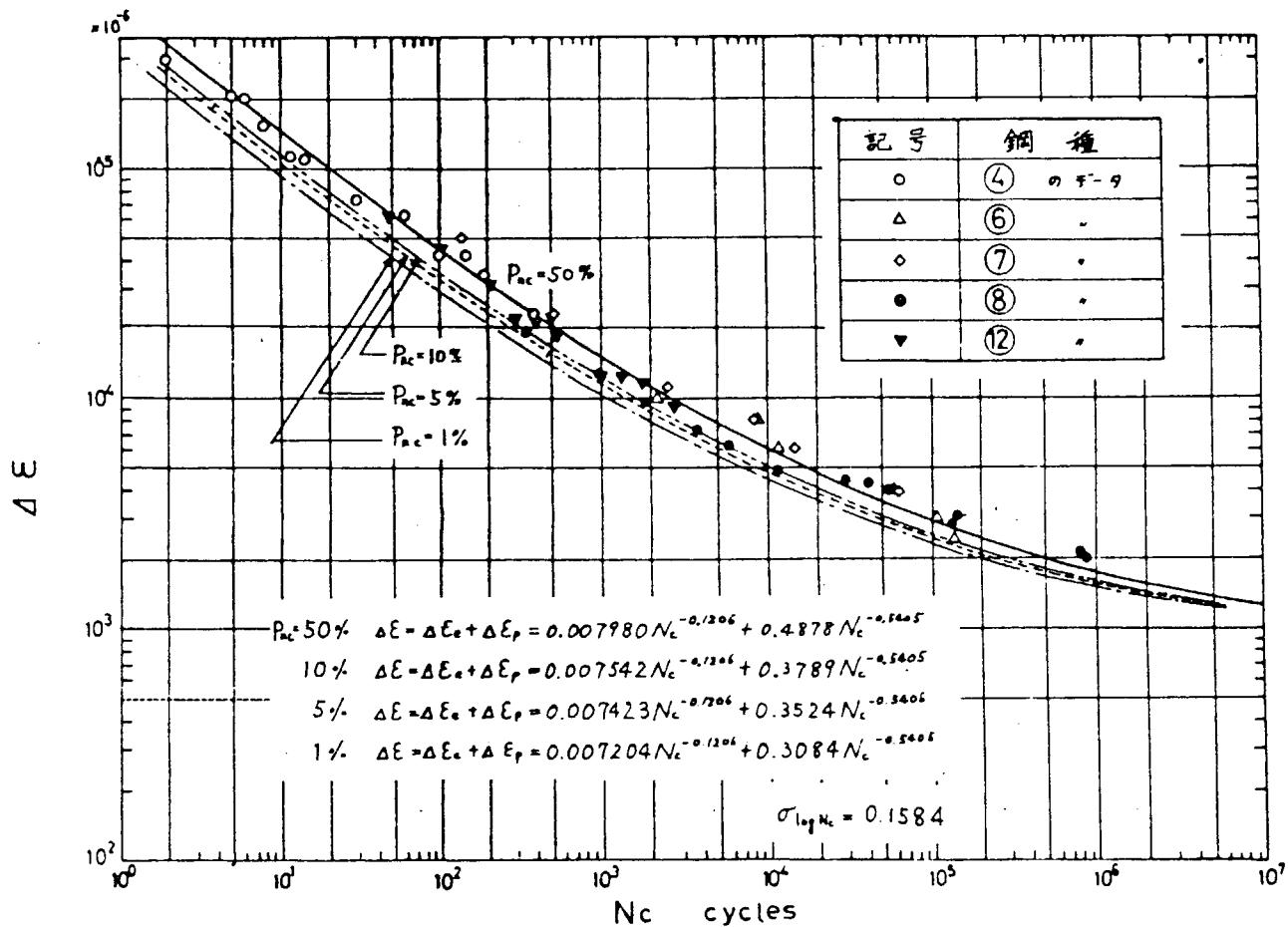


図 2.1.1.7 各き裂発生確率における $\Delta\epsilon$ - N_c 線図

表 2.1.6 $P_{nc} - \Delta\varepsilon - N_c$ 曲線の材料定数

$P_{nc}(\%)$	A	B	α	β
50	0.007980	0.4878	- 0.1206	- 0.5405
10	0.007542	0.3789		
5	0.007423	0.3524		
1	0.007204	0.3084		

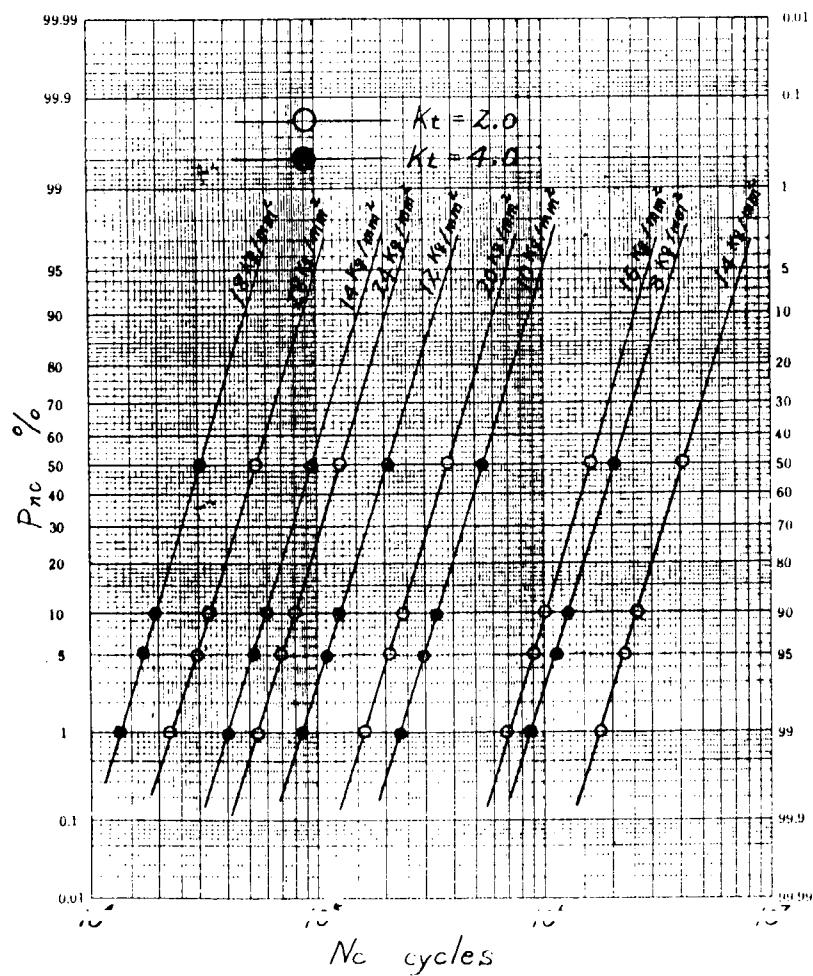


図 2.1.18 累積分布線図

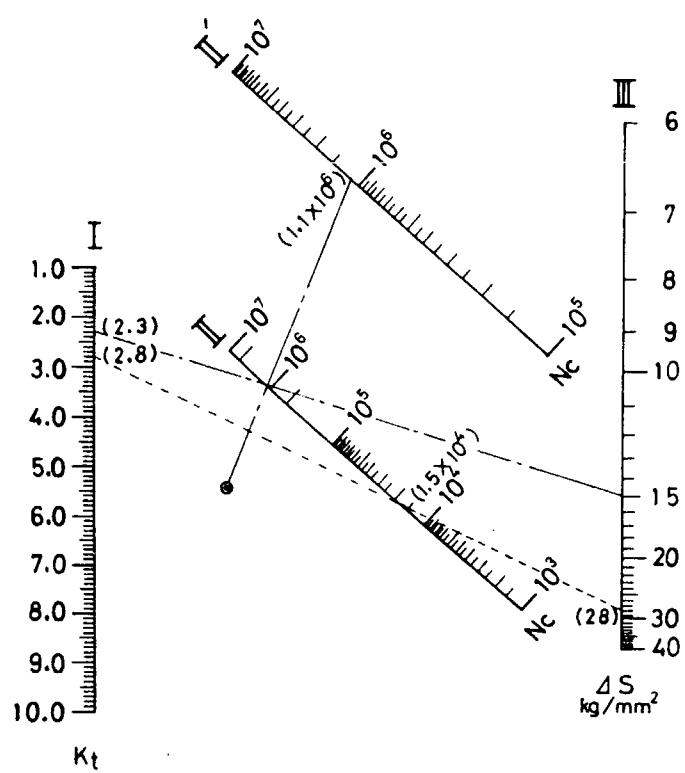


図 2.1.1.9 軟鋼のき裂発生寿命推定ノモグラム ($P_{nc} = 50\%$)

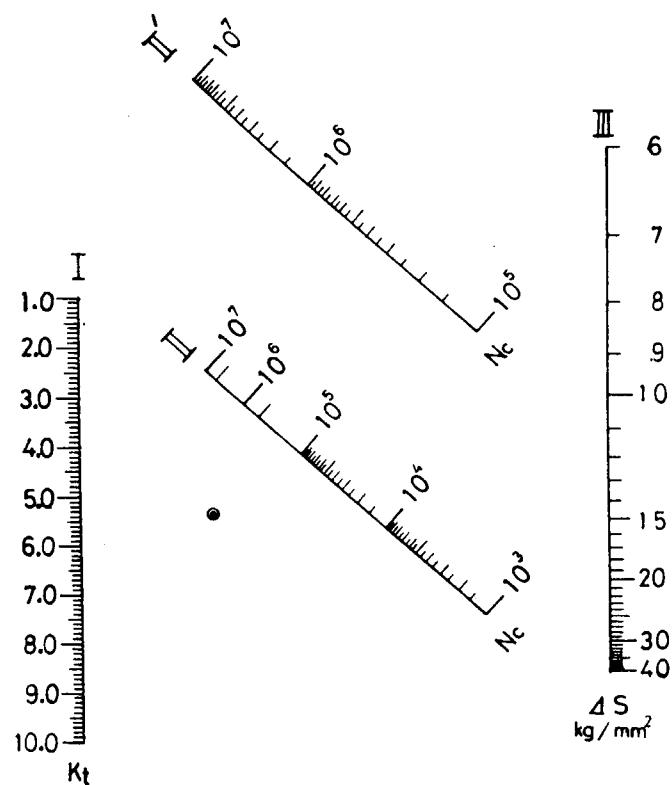


図 2.1.2.0 軟鋼のき裂発生寿命推定ノモグラム ($P_{nc} = 5\%$)

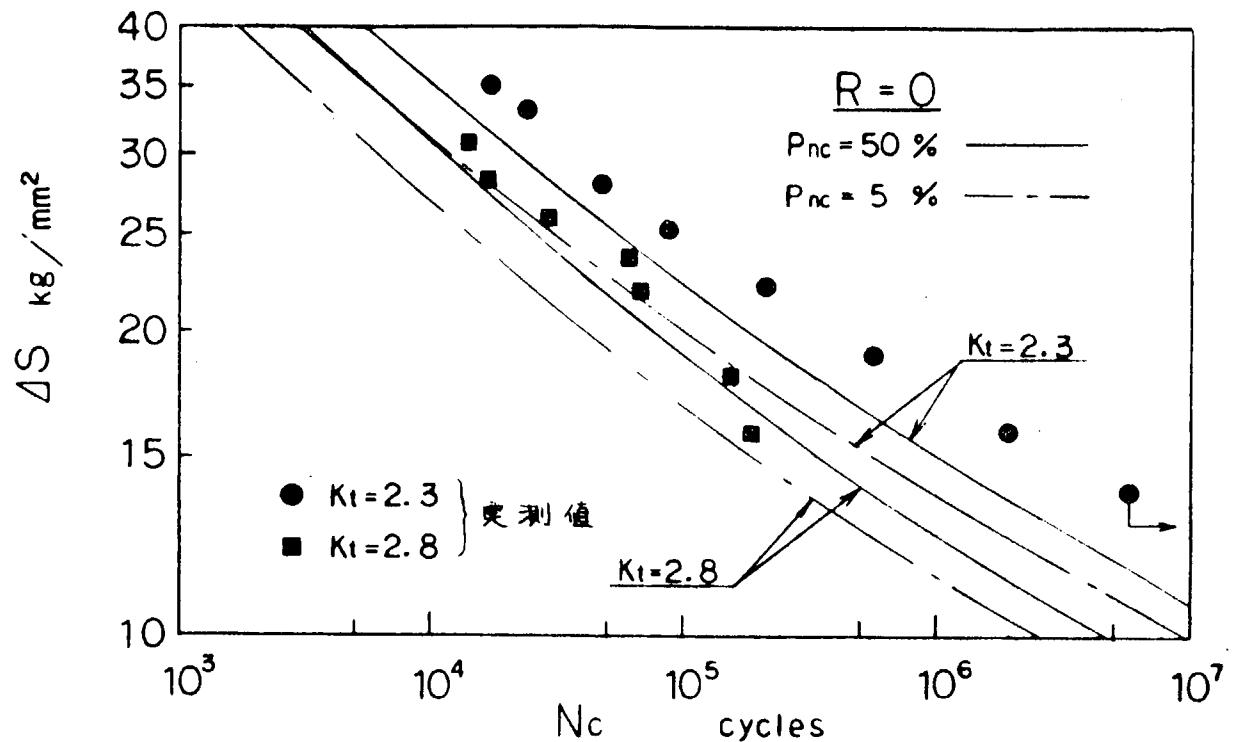


図 2.1.21 KAK 鋼十字型溶接継手の ΔS - N_c 線図

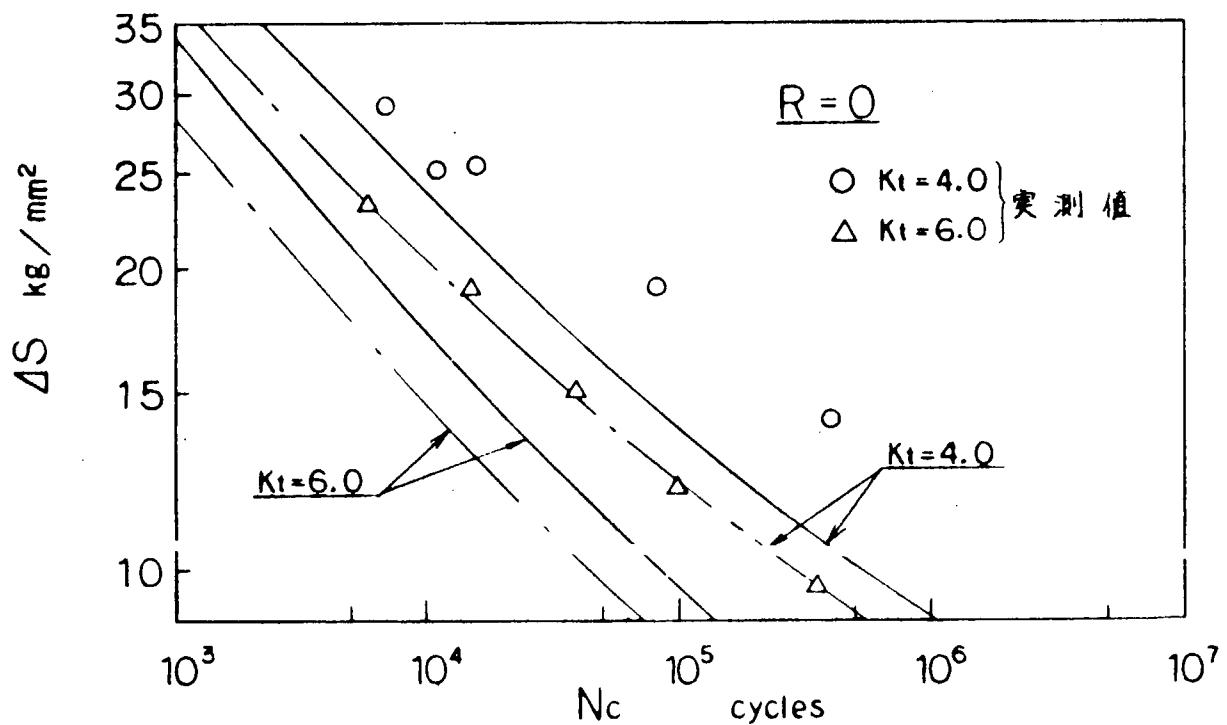


図 2.1.22 KAK 鋼切欠き平板試験片の ΔS - N_c 線図

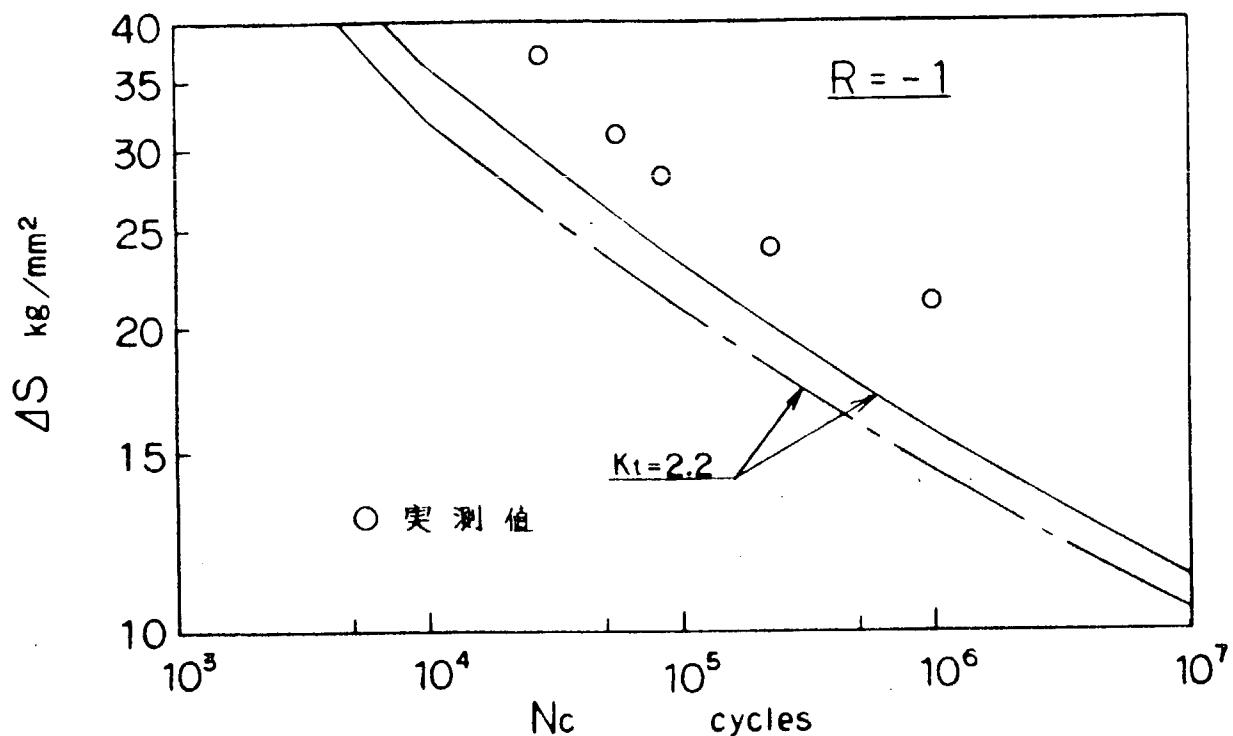


図 2.1.23 ASTM A36 鋼模擬溶接継手の ΔS -Nc 線図

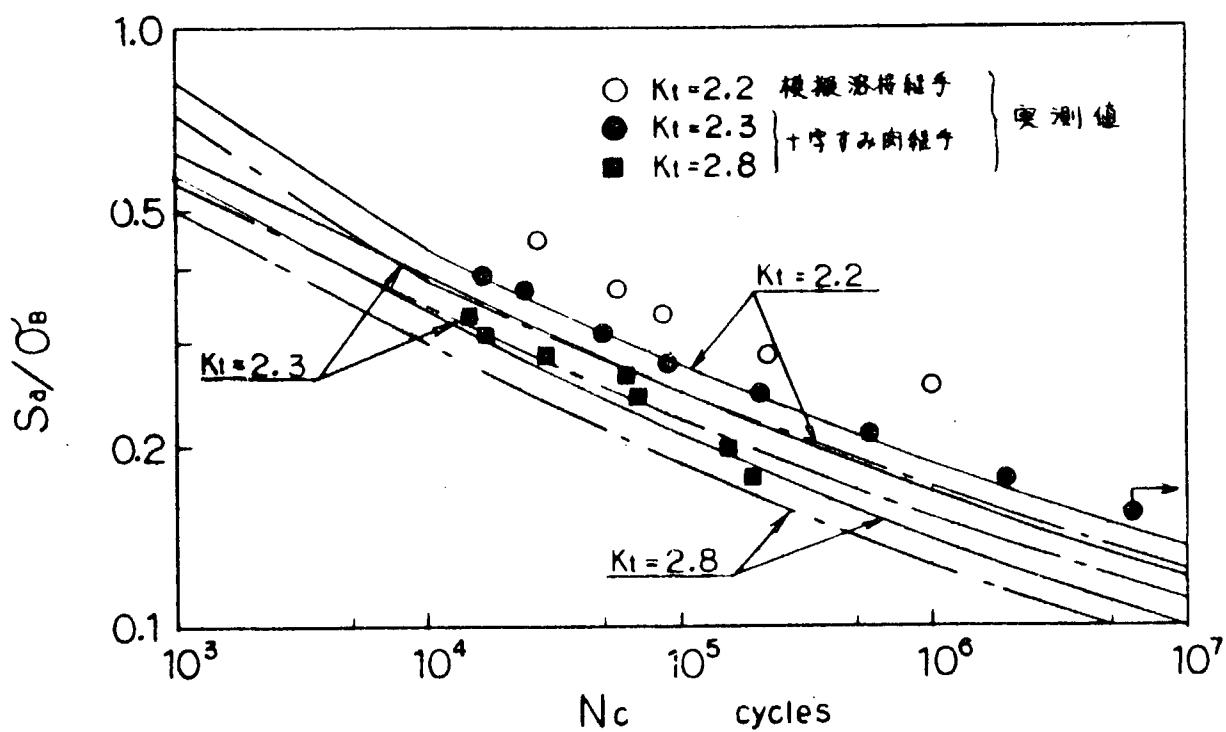


図 2.1.24 十字型溶接継手および模擬溶接継手の S_a/σ_B -Nc 線図

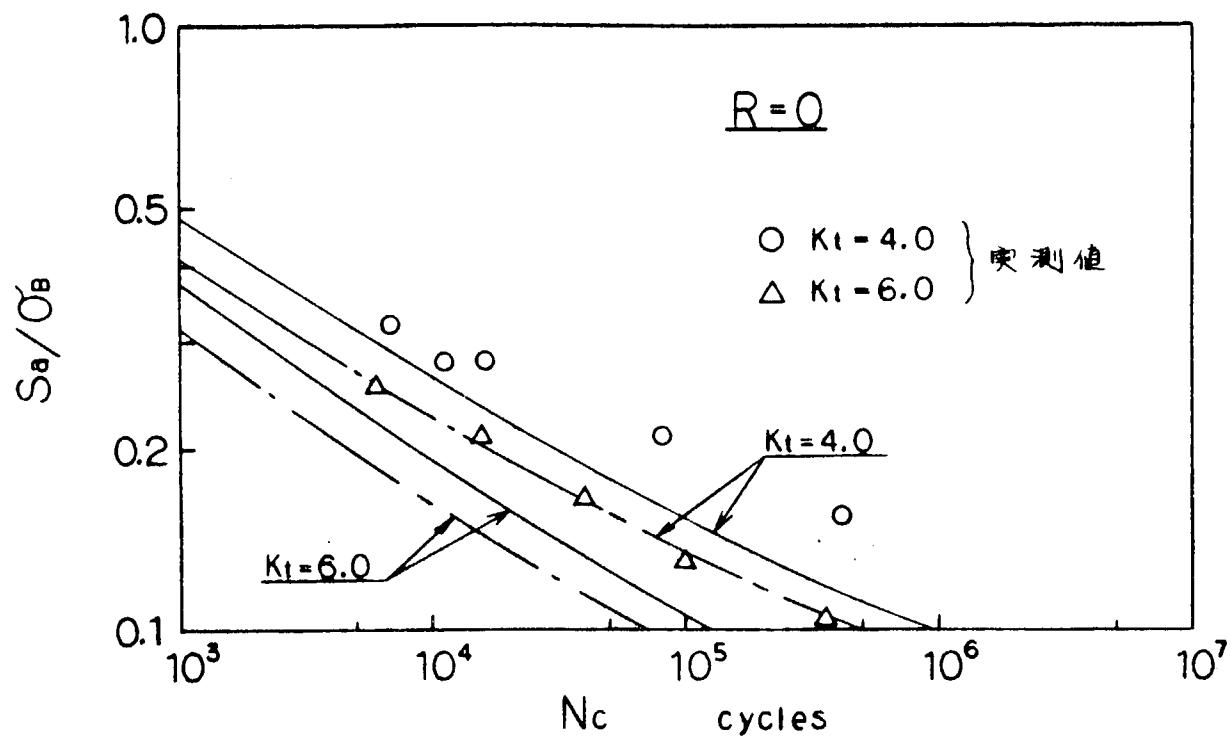


図 2.1.25 KAK 鋼切欠き平板試験片の $S_a / \sigma_B - N_c$ 線図

2.2 変動荷重に対する累積被害則

(1) ブロック荷重下の疲労強度

図 2.2.1 左図のようなランダム応力波形をレベルクロス法で評価すると、 S_{ai} の応力振幅の繰返し数は右図の H_i となり、したがって応力振幅と累積繰返し数との関係は、一般に図 2.2.2 のような曲線で与えられる。¹⁾ たとえば累積繰返し数を同図のようにとり、しかも 10^6 回に 1 回の度数で生ずる応力とすると、各曲線の内容は次のとおりである。

a 線：定振幅であり、ランダム荷重としては極端な場合である。

b 線：応力振幅が常にあるレベル $p\bar{S}_a$ をこえており、しかもその超過量が C 線と類似の規則性を示す場合。これを Haibach は P 形分布と称しているが、いま例として $P = 0, 0.25, 0.5, 1.0$ とした各曲線を画くと図 2.2.3 に示すような曲線が与えられる。図中の階段状の実線、点線および鎖線はそれぞれに対して 8 ステップの定振幅繰返しに置き換えたものである。

c 線：安定したガウス分布則に従う標準形である。

d、e 線：不規則性の強い使用条件下で得られる曲線、応力の大きさが異なる短時間のガウス分布の重ね合わせと考えられる。

一方、たとえば圧力容器の内圧がリリーフバルブで制御されることにより、内圧変動の大きな部分がリリーフバルブでカットオフされるような場合には図 2.2.4 のような q 分布となる。

さて任意の疲労応力の組合せ、たとえば S_{ai} (i 番目の応力振幅) と S_{mi} (i 番目の平均応力) の組合せが累積したことにより生ずる被害、すなわち疲労における累積被害の最も単純な評価法は Palmgren-Miner の仮説である。

いま簡単のためすべて片振り応力とし、 S_{ai} での疲労寿命を N_i 、さらに S_{ai} で加えられた繰返し数 n_i とすれば、Miner 仮説は次式で表わされる。

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = \text{定数 (一般に } 1 \text{)} \quad (2.2.1)$$

P 形分布における P 値を変えた 8 ステップのブロック荷重、さらに直線分布と図 2.2.2 の e 線の分布荷重による疲労試験を行なった Haibach²⁾ によれば、 \bar{S}_a (各分布での最高ステップでの応力振幅) と N_f との関係は一般に図 2.2.5 のようになる。すなわち p 値が小さいほど $\bar{S}_a - N_f$ 線図は右にシフトし、しかも一定振幅試験 ($p = 1$) の場合に見られる疲労限は現われなくなる。この結果を (2.2.1) 式で評価すると一般に同式から導かれる寿命推定線は図 2.2.6 に示すように、データより非安全側の推定線となる。

たとえば $p = 0.5$ の場合、縦軸値が約 1.8 より上では、この試験に用いた 8 ステップの上限応力すべてが $p = 1$ のときの疲労限度より上であるから $S - N$ 線図はなめらかであるが、約 1.8 以下になると一番低い 8 番目のステップの上限応力が疲労限度より低くなるため、式 (2.2.1) の n_i/N_i の分母が無限大となつて、結局この項は零となる。そこで実線を示す推定線は不連続となって長寿命型に飛び移る。同様にして 7 番目のステップの上限応力が疲労限以下になると再び右側に飛び移る。こんなわけで、点線で示される実験データに対し、実線で示される予測線は非安全側推定となる。

式 (2.2.1) を用いながら、しかもこのような非安全側推定を避けるためには、① $p = 1.0$ の $S - N$ 線図をそのまま、疲労限度があることを無視して、長寿命側に直線延長した線図を評価基礎とする方法 (修正 Miner 法) と、② $p = 1.0$ による疲労限度線を横軸に平行でなく、ある定まった勾配に傾ける方法 (Haibach 法) とがある。

なお Haibach 法では $p = 1.0$ による疲労限度以下では次式の b を $2b - 1$ とした線図を用いる。

$$N = a \cdot S^{-b} \quad (a, b \text{ は定数}) \quad (2.2.2)$$

Haibach らおよび歐州の研究者の多くは Haibach 法³⁾により妥当な寿命推定ができるとしているが、最近、飯田ら⁴⁾は Haibach 法が必ずしも妥当な評価とならない場合があることを明らかにし、併せて新しい評価法を提案した。飯田らは SM41A を供試材とし図 2.2.7 の試験片に両振りの面内曲げ繰返し応力を与えた。ブロック応力分布は図 2.2.3 に示すような 8 ステップの p 分布 ($p=0, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$) および直線分布であり、数個あるいは数 10 個のブロックにより疲労き裂を発生させた。 $p=0$ の応力ステップの例を図 2.2.8 に示す。この際ステップ 1、2 は手動で、ステップ 3、4 は 30 cpm で、ステップ 5 から 8 は 3000 cpm で試験したため基準となる $p=1.0$ においては 30 cpm、3000 cpm それぞれの S-N 線図を求めておいた。 $p=1.0$ による疲労限応力は 19 本の試験片にステアケース法を適用して求めた。

Miner 法による寿命推定線図と試験結果とを対応させた図 2.2.9 を見ると $p \leq 0.5$ の場合には推定線図が非安全側となっていることがわかる。図 2.2.10 は Haibach の方法による寿命推定線図とデータとの対応、図 2.2.11 は S-N 線図を疲労限応力レベル以下に直線延長した線図を評価基準とするいわゆる修正 Miner 法による寿命推定線図との対比である。前者および後者において $p=0.75$ の推定線が最低レベルにある 2 つの丸印のデータに対して安全側過ぎる評価となっていることがわかる。この点などを改良するため飯田らは新しいモデルを提案した。すなわち材料の累積疲労損傷 D は次のように線形被害則に従って進行すると仮定する。

$$D = \sum (n_i / N_i) \quad (2.2.3)$$

また損傷と疲労限の低下の関係は Haibach 流に次の形で表わされるとする。

$$S_e / S_{eo} = (1 - D)^{1/q} \quad (2.2.4)$$

$q = \infty$ は損傷によっても疲労限が低下しない場合、すなわち Miner の方法であり、 $q = 0$ は疲労限がない場合、すなわち修正 Miner の方法であり、また、 $q = k - 1$ ($-k$ は基本 S-N 線図の傾き) は Haibach の方法である。さて応力頻度分布が $p = 1$ に限りなく近づいたときには、その疲労寿命線図は基本 S-N 線図と一致し、疲労限の低下は $q = \infty$ の曲線で現われるはずである。

応力頻度分布形状を表わすパラメータとして次のような α を考える。

$$\alpha = \sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i} / \left\{ \left(\sum_{i=1}^8 n_i \right) / N_i \right\} \quad (2.2.5)$$

すなわち α は 1 ブロック中の各頻度分布での損傷と、定応力振幅による損傷の比を示す。各 α に対して上記のことがあてはまるためには、 q は次のような形で表わされなければならない。

$$q = f \{ (1 - \alpha)^{-m} \} \quad (2.2.6)$$

ただし m は定数である。次に q を次のような形に考えた。

$$q = Ak + B \quad (2.2.7)$$

(2.2.6)、(2.2.7) 式、および $\alpha = 0$ で $q = 0$ となるべきことから

$$q = k [\{ 1 / (1 - \alpha)^m \} - 1] \quad (2.2.8)$$

と置ける。Haibachによれば、疲労限以下の領域での仮想 S-N 曲線の傾き k' は

$$k' = k + q \quad (2.2.9)$$

で表わせるので、(2.2.8) 式と (2.2.9) 式とから

$$k' = k / (1 - \alpha)^m \quad (2.2.10)$$

となる。(2.2.10)式に従い、応力頻度分布の関数として連続的に過小応力の影響を考慮すればよいことになる。次にmの値を決定する必要がある。

これらの式における定数を定めて得られた寿命推定曲線とデータの対比を図2.2.1-2に示す。図から明らかのように新しいモデルによる寿命推定線は全般的に、そして $p=0.75$ の場合についてもデータと良く合っている。

(2) ランダム荷重下の疲労強度

通常の疲労実験では一定の振幅をもった応力を試験片にくり返し加えることによってその材料の疲労強度をもとめている。しかるに船をはじめとする一般の構造に働く応力は、一定の振幅をもって変動することは稀であって、たえず、その振幅を変えながら変動するのが普通である。そこでこの一定振幅の応力に対して求められた疲労実験データを基に、ランダムに応力が変動する場合の疲労強度をいかに評価するかが非常に重要な問題となる。ここでは試験片に一般の船体構造に働くような random 应力 process を与えその疲労強度を求め、現状の解析手法によって得られた疲労強度との比較を行い、解析手法の妥当性を検討した結果について報告するものである。

実験結果の説明を行うまえに、ここでは現状の解析手法について若干説明することにする。

1) 疲労被害則

応力振幅^{*}が変動する場合の疲労強度の評価は通常マイナー則が用いられ、次のように表示される。

$$D = \sum \frac{n_i}{N(\Delta\sigma_i)} \quad (2.2.11)$$

* 本節に限り、応力片振幅を $\Delta\sigma$ で表わす。

ここで $N(\Delta\sigma_i)$: 応力振幅 $\Delta\sigma_i$ がくり返し与えられた場合に疲労被害が生じる応力くり返し数

n_i : 応力振幅 $\Delta\sigma_i$ が実際に与えられたくり返し数

2) S-N 曲線

疲労実験の結果は与えられた応力振幅 $\Delta\sigma$ に対し、疲労被害が生じる時の応力振幅くり返し数 N の形で与えられ次のように表示される。

$$N = \frac{K}{\Delta\sigma^m} \quad (2.2.12)$$

ここで K 、 m は材料定数

(2.2.12)式を(2.2.11)式に代入すると

$$D = \sum \frac{\Delta\sigma_i^m \cdot n_i}{K} \quad (2.2.13)$$

3) 応力振幅頻度分布

実際の構造においてどのような応力振幅がどのような頻度で加わるかは、その構造物がどのような環境下におかれているかによりかなり影響をうける。ここでは船体構造を対象に波浪外力に由来する応力振幅の頻度分布について説明する。

一般にある海域のある時刻の波浪外力は有義波高 h_s 、平均波周期 T 、波と船の出会い角 χ の関数として与えることができるといわれている。このような外力下では応力は normal random process を形成すると考えられ、その応力振幅の頻度分布は、process に対応する spectrum が narrow である

るという前提のもとに、Rayleigh 分布によって近似でき、その確率密度関数は次のように与えられる。

$$p(\Delta\sigma) = \frac{\Delta\sigma}{\sigma_s(hs, \bar{T}, \chi)^2} \exp\left\{-\frac{\Delta\sigma^2}{2\sigma_s(hs, \bar{T}, \chi)^2}\right\} \quad (2.2.14)$$

ここに σ_s^2 は、応力 normal random process における分散を表し、 hs, \bar{T}, χ の関数として与えられる。

(2.2.14)式で与えられる分布は、ある海域の比較的短い時間間隔内で成立し通常短期分布と呼ばれるが、時間の経過と共に、 hs, \bar{T}, χ は変動し、対応する σ_s も変動することになり、長時間における頻度分布を求めるためには、 hs, \bar{T}, χ の発生頻度分布を考慮したいわゆる長期分布を求める必要がある。この長期分布は非常に複雑であり、一般に数式で表すのが不可能な場合が多く、近似的にWeibull 分布で表す場合が多い。このとき確率密度関数は次のように表わせる。

$$P(\Delta\sigma) = \frac{\xi}{\lambda} \left(\frac{\Delta\sigma}{\lambda}\right)^{\xi-1} \exp\left\{-\left(\frac{\Delta\sigma}{\lambda}\right)^\xi\right\} \quad (2.2.15)$$

ここに、 ξ は分布形状を表すパラメータで例えば $\xi=1$ 又 $\xi=2$ の場合の (2.2.15) 式はそれぞれ exponential 分布、Rayleigh 分布に一致する。又 λ は、応力振幅 $\Delta\sigma$ の平均的な大きさを示すパラメータで、例えば応力振幅の $1/3$ 有義値を quantile で表すとすれば

$$\Delta\sigma_{1/3} = \{ \ln(3) \}^{1/\xi} \times \lambda \quad (2.2.16)$$

と表せる。

今、応力振幅のくり返しの総数を N_0 とすると、応力振幅が $\Delta\sigma_i$ と $\Delta\sigma_i + \Delta(\Delta\sigma)$ の間にある振幅のくり返し回数 n_i は (2.2.15) 式より次のように表せる。

$$n_i = N_0 \frac{\xi}{\lambda} \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\lambda}\right)^{\xi-1} \exp\left\{-\left(\frac{\Delta\sigma_i}{\lambda}\right)^\xi\right\} \Delta(\Delta\sigma) \quad (2.2.17)$$

(2.2.17) 式を (2.2.13) 式に代入すれば

$$D = \sum \frac{N_0 \xi}{K} \lambda^{m-1} \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_i}{\lambda}\right)^{m+\xi-1} \exp\left\{-\left(\frac{\Delta\sigma_i}{\lambda}\right)^\xi\right\} \Delta(\Delta\sigma) \quad (2.2.18)$$

(2.2.18) 式を積分表示すると

$$D = \frac{N_0 \xi}{K} \lambda^{m-1} \int_{\Delta\sigma_0}^{\infty} \left(\frac{\Delta\sigma}{\lambda}\right)^{m+\xi-1} \exp\left\{-\left(\frac{\Delta\sigma}{\lambda}\right)^\xi\right\} d(\Delta\sigma) \quad (2.2.19)$$

ここに $\Delta\sigma_0$ はいわゆる疲労限を表し、この応力振幅以下の振幅は疲労強度に影響を与えない。

(2.2.19) 式の積分は不完全ガンマ関数で表すことができる。次のようして表される。

$$D = \frac{N_0}{K} \lambda^m \cdot \Gamma\left(\frac{m+\xi}{\xi}, \left(\frac{\Delta\sigma_0}{\lambda}\right)^\xi\right) \quad (2.2.20)$$

もし疲労限の影響を無視すると

$$D' = \frac{N_0}{K} \lambda^m \cdot \Gamma\left(\frac{m+\xi}{\xi}\right) \quad (2.2.21)$$

もし、(2.2.16) 式を参考に (2.2.20) 式の λ を $\Delta\sigma_{1/3}$ で表すと

$$D = \frac{N_0}{K} \cdot \frac{\Delta\sigma_{1/3}^m}{\{\ln(3)\}^{m/\xi}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+\xi}{\xi}, \left(\frac{\Delta\sigma_0}{\Delta\sigma_{1/3}}\right)^{1/\xi} \cdot \ln(3)\right) \quad (2.2.22)$$

(2.2.22)、(2.2.21)式を参考に疲労限を考慮した場合の damage factor と無視したものと比較すると

$$\eta = D_D' = \frac{\Gamma(\alpha, \beta)}{\Gamma(\alpha)} \quad (2.2.23)$$

$$\text{ここで } \alpha = \frac{m+\xi}{\xi}, \beta = \ln(3) \cdot \left(\frac{\Delta\sigma_0}{\Delta\sigma_{1/3}}\right)^{1/\xi}$$

(2.2.23)式の η は疲労限の影響を表すパラメータといえる。

通常 α の値は 3 ~ 10、 β の値は特殊な場合でも 4 以下であることを考えて、 η の値が実際にどのような値になるかを求め図示したのが図 2.2.13 である。この図より次のことが判る。

α の値が小さければ疲労限の影響は顕著であるが、 α が大きくなるにつれ、その影響は非常に小さくなり、 $\alpha = 7$ 以上ではほとんどその影響を無視できる。

(2.2.22)式において $D = 1$ でき裂発生が起ると考え、応力振幅の代表値 $\Delta\sigma_{1/3}$ とくり返し数 N_0 との関係を求める

$$N_0 = \frac{K}{\Delta\sigma_{1/3}^m} \cdot \frac{\{\ln(3)\}^{m/\xi}}{\Gamma(\alpha, \beta)} = \frac{K'}{\Delta\sigma_{1/3}^m}, \quad K' = \frac{\{\ln(3)\}^{m/\xi}}{\Gamma(\alpha, \beta)} \cdot K \quad (2.2.24)$$

(2.2.24)式と(2.2.12)式を比較すると K が K' に変わったと考えればよいことが判る。特に疲労限の影響を無視できる ($\beta = 0$) とすると、 K' は応力振幅 $\Delta\sigma_{1/3}$ とは無関係な定数となる。

次に、行なった実験およびその結果について説明する。前述の如く本実験では normal random process を作り出し、その process に従って疲労試験機を作動させ実験を行なっている。図 2.2.14 はこの時の機器構成を示す。この system では図に示すごとく、normal random process に対応する spectrum をデータとして与えると、process の変動値を 100msec ~ 200msec 毎に μ -computer によって計算し、その値を D/A converter を介して試験機に送りこんでいる。図 2.2.15 はこのようにして作られた normal random process の time history を示し、図 2.2.16 は process の応力頻度分布、図 2.2.17 は応力振幅の頻度分布を示している。図にみるよう process の分布は normal 分布に、振幅の分布は Rayleigh 分布によってよく近似されており、narrow band の normal random process としての性質をよく表している。

図 2.2.18 は実験に用いた試験片の形状を示す。本試験片は SR170 で過去に行なわれた丸棒試験片の形状を踏襲したものである。

実験は合計 5 本の試験片によって実施した。実験結果を表 2.2.1 に示す。以下にこれらの結果を前述の解析結果と比較するが、比較に先立ち解析に用いた諸データについて説明する。

(i) S - N 曲線

解析に当っては(2.2.12)式に示す 2 つの材料定数 k , m の値が必要である。そこで 2.1 章で与えられた S - N 曲線のうち、比較の性質上 50% 確率のものを用い、 k , m の値を求めた。計算の便宜上 ϵ_p に関係している部分を無視、図の表示が歪 (応力) の変動範囲について与えられていることを考慮すると次のように求められる。

$$K = 9.37 \times 10^{15}, \quad m = 8.33 \quad (2.2.25)$$

(II) 応力振幅頻度分布

本実験の場合、応力振幅の頻度分布は Rayleigh 分布で近似できることを示した。又振幅の代表値として process の分散値を用いている。このとき (2.2.15) 式 Weibull 分布の 2 つのパラメータは次のように表せる。

$$\xi = 2, \quad \lambda = \sqrt{2} \sigma_s, \quad \sigma_s^2 : \text{process の分散} \quad (2.2.26)$$

したがって、damage factor D は (2.2.22) より次のように表せる。

$$D = 1.67 \times 10^{-15} N_0 \sigma_s^{8.3} \cdot \Gamma(5.15, 0.82 \sqrt{\frac{4\sigma_0}{\sigma_s}}) \quad (2.2.27)$$

疲労限 $\Delta\sigma_0$ は高々 $12 \sim 13 \text{ kg/mm}^2$ 程度であるので、図 2.2.13 を参照すれば、本実験に用いた程度の応力振幅の場合は疲労限の影響はほとんど無視できるものと思われる。このとき

$$D = 5.04 \times 10^{-14} N_0 \sigma_s^{8.3} \quad (2.2.28)$$

表 2.2.2 は (2.2.28) 式に実験から得られた N_0, σ_s を代入した結果を示したものである。数少いデータから一般的な結論を述べるのは若干危険であるが、表 2.2.2 より概略次の事柄を指摘できる。

- damage factor D は応力が大きくなるにつれ、1 より大きな値となっている。これは k, m 値の評価に当って ϵ_p の影響を無視した為と考えられる。
- ϵ_p の影響を考慮すると、m 値は若干減少するものと考えられ、(2.2.28) 式から判る如く応力の上昇につれての D の増加が減少するため、D はもうすこし小さい領域内におさまるものと考えられる。
- 以上を考慮するとマイナー則により疲労被害度を評価するに当っては材料定数 m の評価に特に気をつける必要がある。
- 図 2.2.13 に示すように、いわゆる疲労限の影響は少なくとも理論上は非常に少ない。
- 問題は S-N 曲線において lowcycle 側の直線の傾きが highcycle 側の傾きと異なる点にあり、この影響をいかに解析に反映させるかにあるものと思われる。

参考文献

- 1) 金沢 武、飯田國廣 “溶接継手の強度” 溶接全書 各 17 卷、産報出版 (1979).
- 2) E. Haibach, "The Allowable Stresses under Variable Amplitude Loading of Welded Joints," Proc. Conf. Fatigue of Welded Structures, Cambridge, U.K. (1970).
- 3) E. Haibach, "Modifizierte lineare Schadensakkumulations-Hypothese zur Beurteilung der Dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender Schädigung," LBF Bericht No. 50/70 (1970).
- 4) 飯田、金子 “P 分布 ブロック荷重による累積疲労被害の一検討” 日本造船学会論文集 vol. 144 (1978) 381/389.

表 2.2.1 実験結果

specimen	load(range) (S.Deviation)	stress(amp.) (S.Deviation)	No of cycles Nc	remark
R - 1	kg kg -350~350	7.6 kg/mm ²	4.15×10 ⁵	応力変動若干あり
R - 2	" "	11.3 "	1.50×10 ⁵	"
R - 3	" "	15.3 "	5.63×10 ⁴	"
R - 4	" "	12.0 "	2.64×10 ⁵	"
R - 5	" "	10.7 "	3.74×10 ⁵	"

表 2.2.2 疲労寿命の推定

specimen	stress amp. σ_s (kg/mm ²)	No of cycles Nc(measured)	No of cycles Nc(estimated)	damage factor D(estimated)
R - 1	7.6	4.15×10 ⁵	9.02×10 ⁵	0.46
R - 2	11.3	1.50×10 ⁵	3.33×10 ⁴	4.51
R - 3	15.3	5.63×10 ⁴	2.67×10 ³	21.1
R - 4	12.0	2.64×10 ⁵	2.02×10 ⁴	13.1
R - 5	10.7	3.74×10 ⁵	5.24×10 ⁴	7.14

* In this case the parameters about S-N curve are as follows

$$K = 9.37 \times 10^{15}, \quad m = 8.33$$

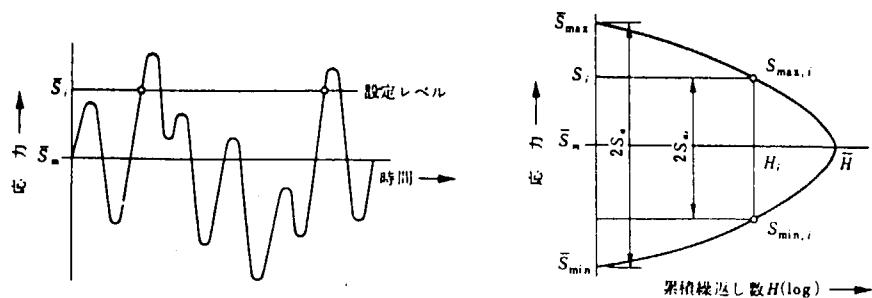


図 2.2.1 応力の時間ヒステリシスおよび累積繰返し数

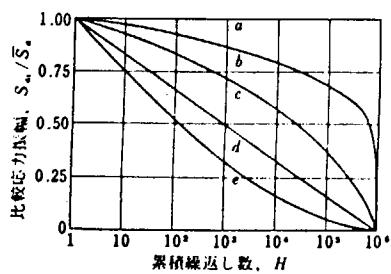


図 2.2.2 各種の応力振幅累積繰返し数曲線

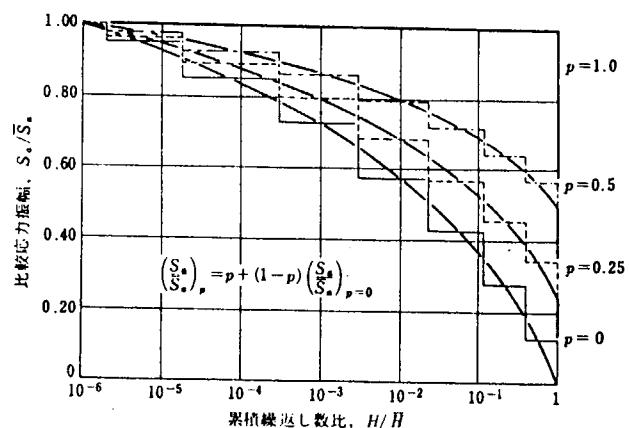


図 2.2.3 P 形分布累積繰返し数線図

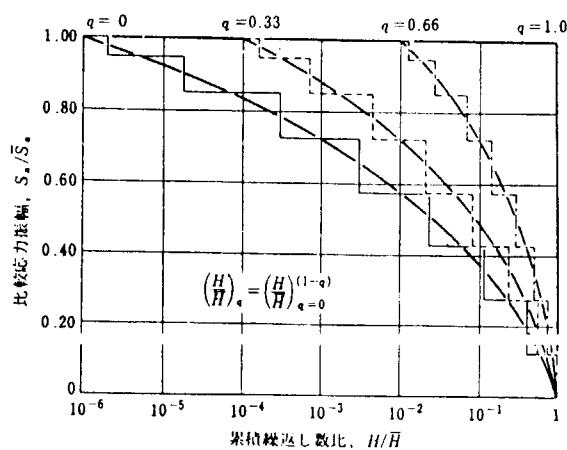


図 2.2.4 q 形分布累積繰返し数線図

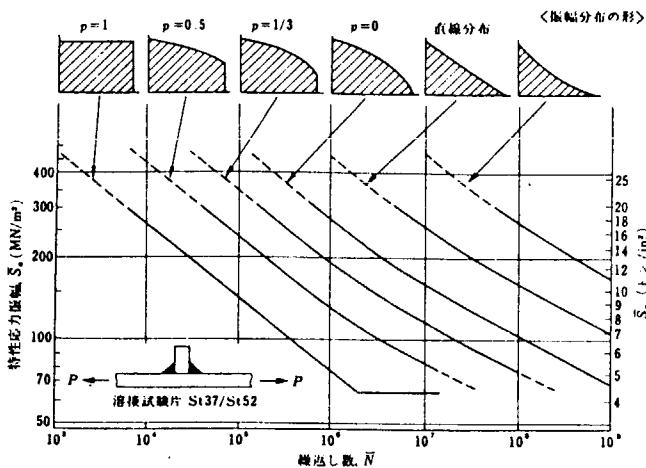


図 2.2.5 振幅分布の形と破断寿命に依存する溶接継手の疲労強度（残留確率 $P_5 = 0.5$ ）

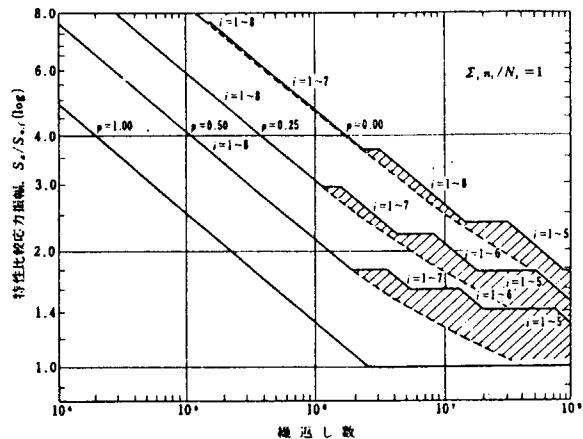


図 2.2.6 Miner 則から計算された疲労寿命

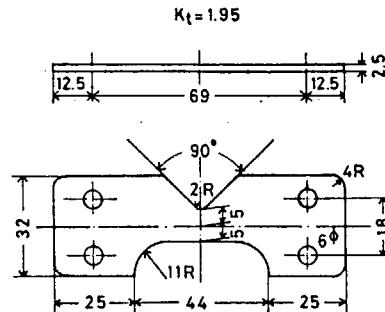


図 2.2.7 面内曲げ疲労試験片

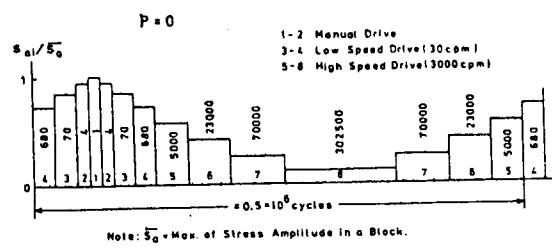


図 2.2.8 応力順序 ($P=0$)

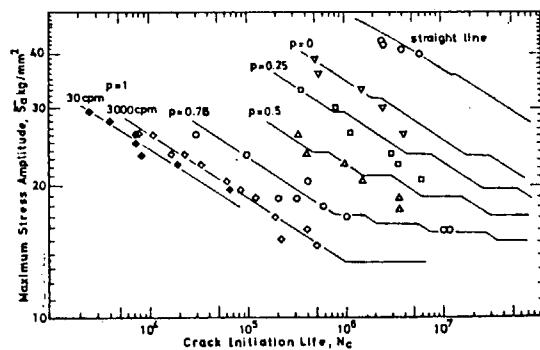


図 2.2.9 試験結果と Miner 則による
寿命予測線図の比較

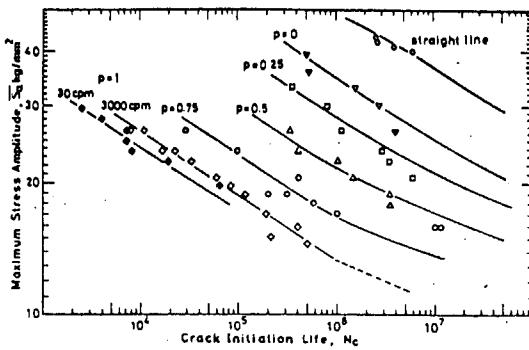


図 2.2.10 試験結果と Haibach 法による
寿命予測線図の比較

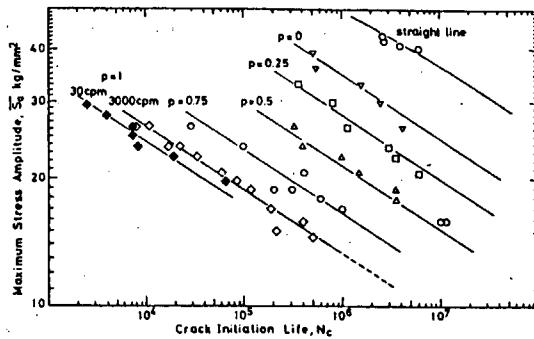


図 2.2.11 試験結果と修正 Miner 則による
寿命測線図の比較

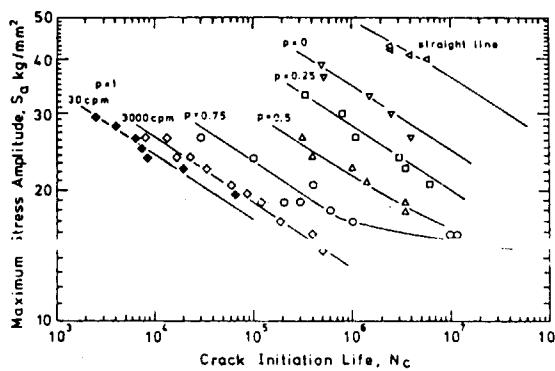


図 2.2.12 試験結果と飯田らの方法による
寿命予測線図の比較

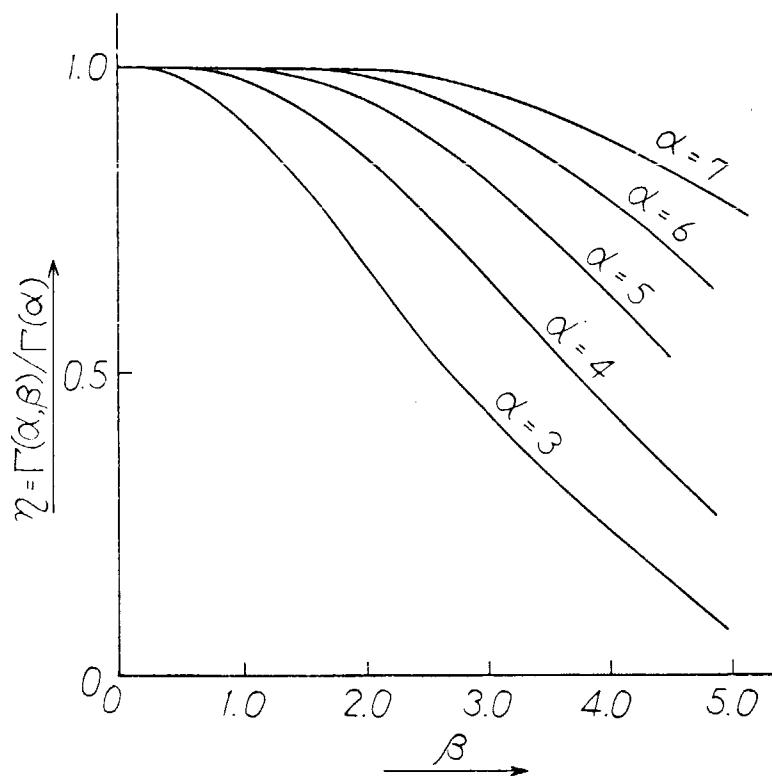
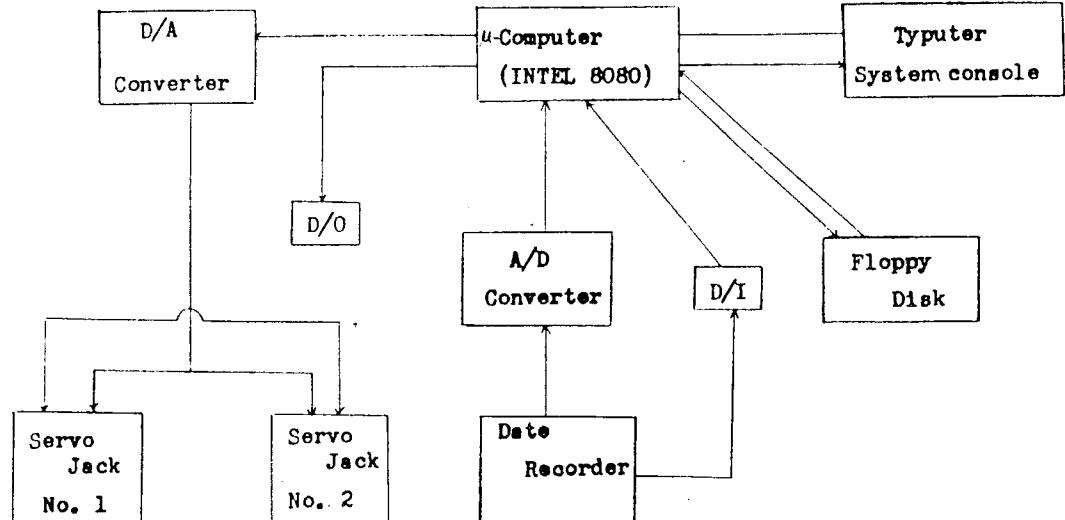


図 2.2.13 疲労限の影響



- ① スペクトラムデータ 打込み ② Computer による計算 ③ D/A 変換 ④ Servo-Jack へ電送

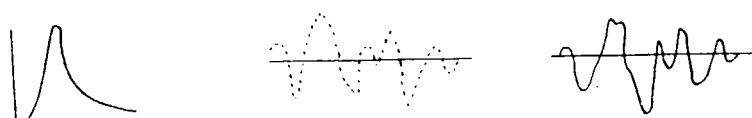


図 2.2.14 Random Motion発生 System

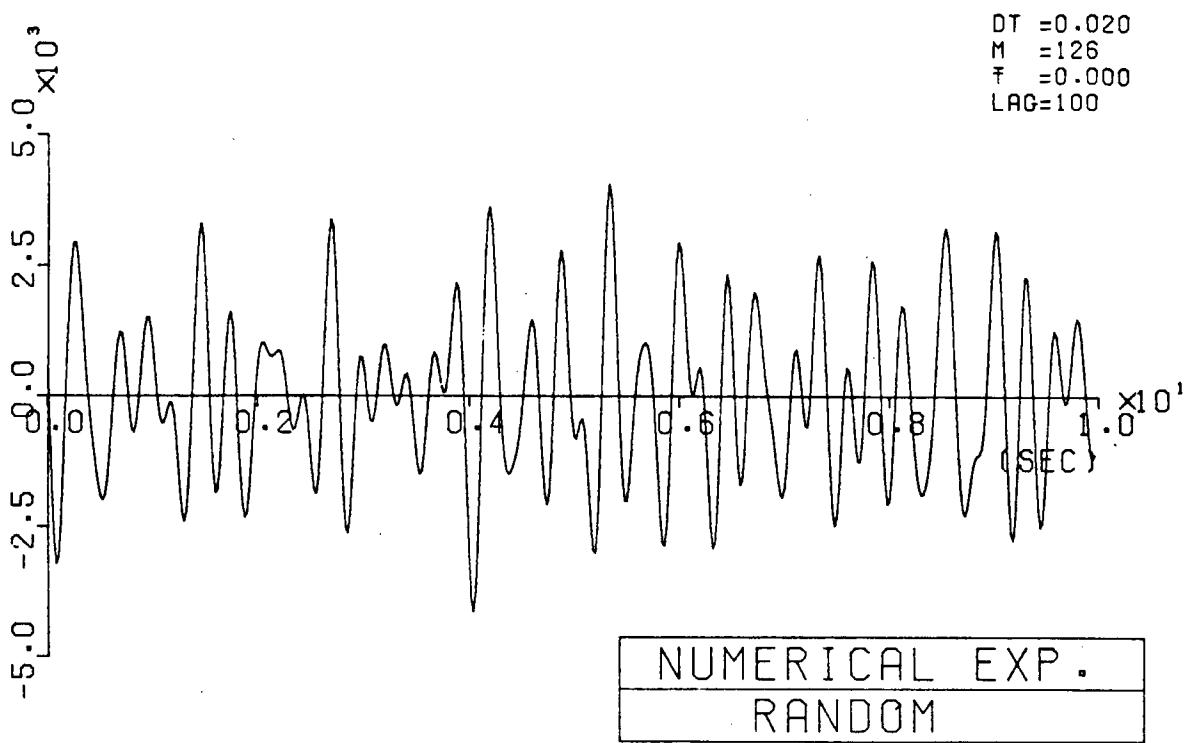


図 2.2.15 Random Load Time History

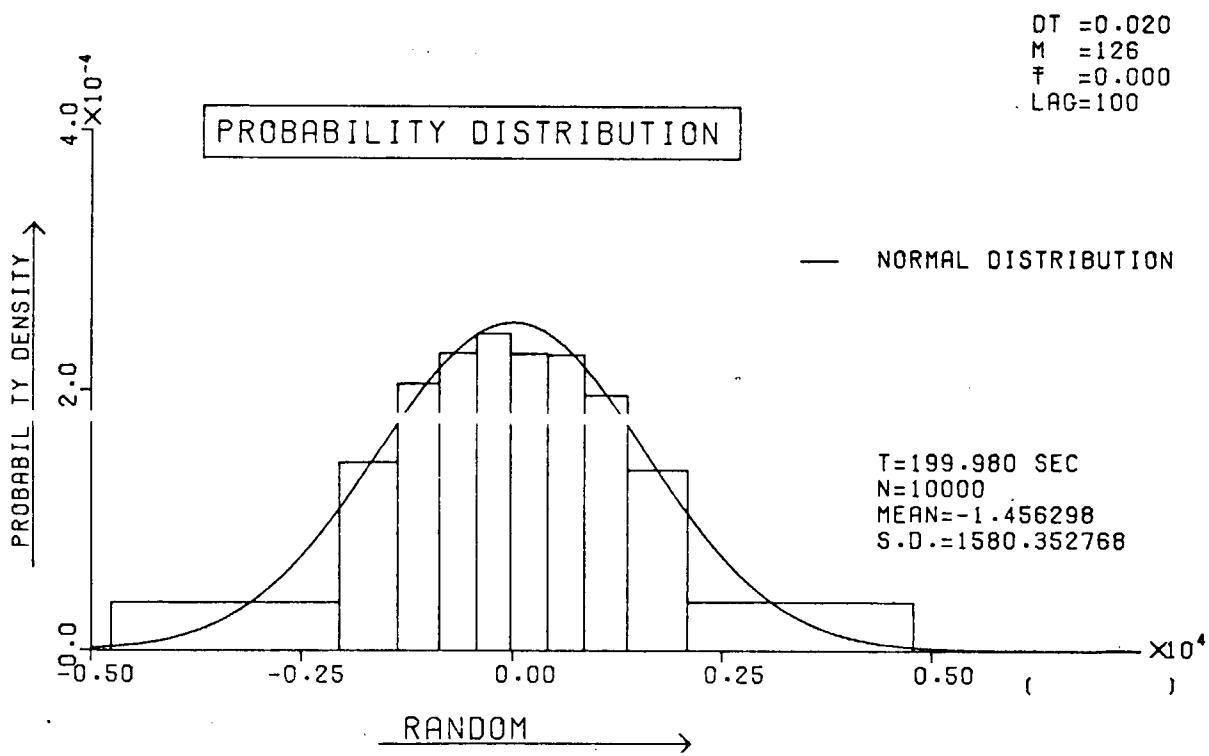


図 2.2.16 Probability Distribution of Process

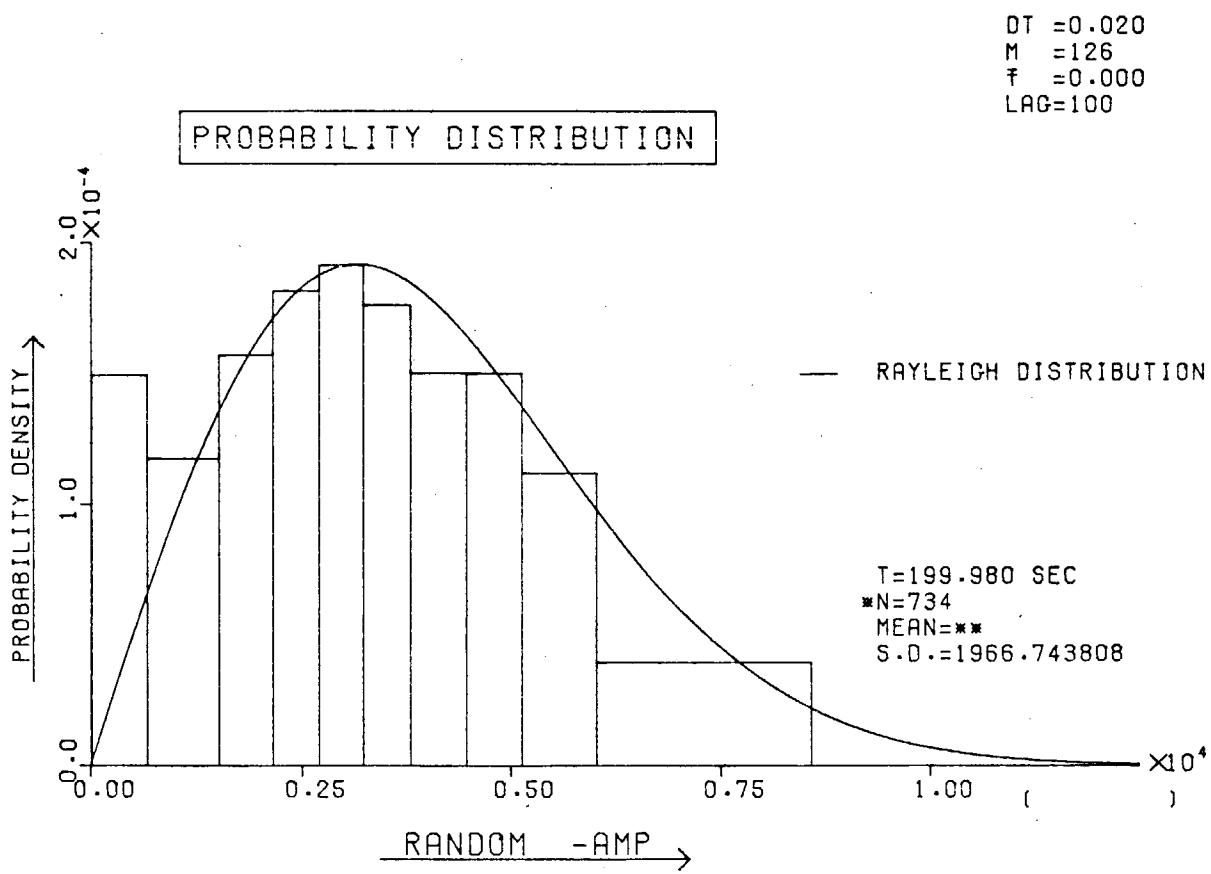


図 2.2.17 Probability Distribution of Amplitude

材料 KAK 鋼

応力集中率 1.09

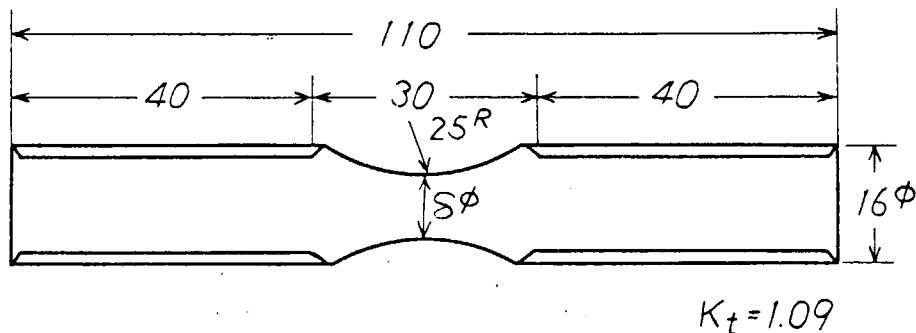


図 2.2.18 Specimen

3 構造要素模型の疲労強度

3.1 構造要素模型の応力集中係数

(1) 構造要素模型の応力集中係数の定義

構造要素において疲労き裂が発生する溶接止端部には、図3.1.1に示す応力の分割評価についての模式図のように3種類の応力が合体して作用している。

公称応力 S は通常の設計強度計算において求められる値である。公称応力のその定義はむずかしいが溶接部(き裂発生部)から十分離れた位置における通常の梁理論もしくは粗いメッシュの有限要素法計算で求められるような応力とする。

構造の幾何学的形状に支配される弾性応力 σ_D は構造不連続部においては模型実験もしくは3.1(2)で述べるような有限要素法計算等により求められる。また、大骨材のR型結合部の面材等においては比較的粗いメッシュの有限要素法計算等により求められる。

溶接により生ずる弾性応力($\sigma_W \sim \sigma_D$)は溶接のビード形状により左右され、光弾性実験等によりその値を求める工夫がなされている。

3.2(1)で述べるように模型の疲労実験結果は σ_D を用いて整理できる。また、($\sigma_W \sim \sigma_D$)は溶接のビード形状に左右され構造の種類によらない。

疲労設計は構造の形状にもとづいて行なわれるので、 σ_D を設計応力とするのが便利である。

構造の幾何学的形状に支配される弾性応力集中係数を $K_{tD} = \sigma_D / S$ とする。また、溶接により生ずる弾性応力集中係数を $K_{tw} = \sigma_w / \sigma_D$ とする。

(2) 構造要素模型の応力集中係数算出法

(a) 公称応力および構造の幾何学的形状に支配される応力の計算方法

(i) 前提条件 構造は局部的に塑性に達する場合があるとしても、全体的には弾性挙動を示し、弾性計算によって応力の評価が可能であるものとする。

(ii) 計算手段 船体構造の応力解析手段としては、考慮する変形挙動の自由度に従い、梁解析、面内FEM解析、シェルFEM解析などが考えられ、場合によってはこれらの解析手段を適当に組み合わせた計算も往々にして行なわれる。

一般的に言えば、断面に沿っての応力分布から大きくdeviateする場所においては梁解析はあまりよい結果を与せず、疲労強度が問題となる場所はこのような場所であることが多いので、梁解析のみによる評価は適当でないと思われる。

次にシェルFEM解析について述べると、船体構造の解析手段としてふさわしくないと思われる場合が多い。その理由は

(i) 一般の船体構造では板の剛性木を無視して構造は平面にならない。

(ii) 板曲げによる応力を考える場合、初期変形による影響が大きく、本来の板曲げ応力よりは初期変形に由来する応力の方が支配的となる場合が多い。この場合は、曲げの効果を無視した計算を行ない、曲げの影響については工作誤差をパラメータとした確率変数の値として評価するのが妥当と思われる。

(iii) 高価である。

以上を考慮すると船体構造の応力解析手段としては面内FEM計算が最も一般的であり有力であると考えられる。

(b) 構造のモデル化

FEMによる応力計算を行なう場合、実際の構造を有限要素によってモデル化することになるが、どの程度細い所まで計算に反映させるかは、評価された応力によってどのように疲労強度解析を行なうかにかかっている。例えば、図3.1.2に示すプラケット端部の疲労強度評価を例にとって考えてみる。

もし、公称応力をもとに疲労強度を評価するのであれば、該部極く近傍の応力を評価する必要はない。このとき、

- (i) メッシュを細くしすぎて局部的形状の影響が結果に表われるのを避けるべきである。
- (ii) 具体的なメッシュの大きさは公称応力をいかに求めているかに関連して考えるべきであるが、一般的な方法は比較的粗いメッシュで計算した応力をプロットし、extrapolationにより該部の公称応力を求める方法であろう。

もし、構造の形状に支配される集中応力 σ_D にもとづき疲労強度を考える場合には出来るだけ精確に該部の応力を求めてやる必要がある。このとき

- (i) メッシュを細くするにつれ局部的な形状を無視できなくなる。
例えば、該部に施された溶接による付着金属の影響なども無視できない。（もし無視すると、メッシュの細かさ次第で該部の応力は無制限に大きくなる）
- (ii) どの程度までメッシュを細かくするかは予想される工作誤差の程度を勘案して考える必要がある。
例えば、工作誤差による応力変動がかなり予想される場合にはあまり細かな計算を行なつても意味はない。適当な精度で計算を行ない、後は確率変数値で補正した方がよい。
- (iii) 最小メッシュの大きさは、考慮する最小寸法（例えば、溶接脚長、板厚など）の $1/4$ 程度であることが望ましい。
- (iv) (iii)で述べた最小メッシュの大きさは計算に使用するメッシュの種類によっても異なる。例えば、Isoparametric要素など一つの要素が数多くの自由度を有する要素の場合にはメッシュの大きさを相対的に大きくできる。実際には細かな形状をメッシュで表わすためには、小さな要素を使わざるをえず、比較的 simple な要素を用いた方がよい場合が多い。

(c) 計算例

実際の構造には全体的応力集中部に溶接が施され、その疲労強度が問題となる場合が多い。図3.1.3はこのような状態を pattern 化したものであって、板中央に設けられた開口によってもたらされた応力集中部に溶接を施したものである。

図3.1.4はこのような試験片の応力解析に用いたメッシュ分割の様子を示したものである。本計算ではメッシュの大きさおよび応力集中の度合の影響などをみるために、表3.1.1に示す合計8ケースの計算モデルを用いて計算を行なった。

図3.1.5は計算結果の一例を示す。図3.1.6は計算結果を開口の自由辺に沿った応力について示し、計測結果と比較したものである。

これら一連の計算および実験結果より次の結果を得た。

- (i) 本モデルの場合、最小メッシュの大きさをきめる寸法は溶接脚長であって、その $1/2$ 程度の大きさのメッシュを用いれば、該部の応力を十分の精度で予測できる。
- (ii) 応力集中の度合は表3.1.1の計算ケース範囲では最小メッシュにあまり影響を与えない。
- (iii) 溶接部の形状が応力に及ぼす影響が表われるのは脚長の倍程度の所に限られる。従って、公称応力の計算の場合には脚長程度の大きさを最小メッシュにすればよさそうである。

(d) 溶接により生ずる弾性応力の計算法^{1,2)}

溶接継手のような余盛突出部の K_{tw} は Heywood による光弾性実験式に、西田による止端部角度 θ と熊谷による余盛巾 b の修正が加えられ（3.1.1）式が導かれている。

$$K_{tw} = 1 + \frac{1 - \exp(-0.90\theta\sqrt{1+t/2h})}{1 - \exp(-0.90 \times 90 \sqrt{1+t/2h})} \\ \times \frac{1}{2.8 \{1+2h/t\}-2} \frac{h}{\rho} \{0.65 - 0.1 \exp(0.63b/t)\} \\ \times \{1 - 0.48 \exp(-0.74b/t)\} \dots \quad (3.1.1)$$

ただし、記号は図 3.1.7 参照

(3.1.1) 式を用いてビード止端部の応力集中係数 K_{tw} を計算した一例を図 3.1.7 に示す。

同図には文献により調査されたビード形状の範囲を書き加えてある。突合せ横縁継手では ρ は 0.1 ~ 1 mm、 θ は $30^\circ \pm 10^\circ$ 、リブ十字すみ肉継手では ρ は 0.1 ~ 1 mm、 θ は $45^\circ \pm 10^\circ$ である。

$K_{tw} = 2.0 \sim 6.4$ となった。なお、疲労強度に對し、ビード止端のような切欠では切欠感度が減少するので、疲れ切欠係数（疲労強度減少係数） K_f は突合せ継手では 1.4 ~ 1.9、リブ十字継手では 1.8 ~ 2.3 となる。

(3) 構造要素模型の応力集中係数の実例

現在まで各所で構造要素について疲労試験が行なわれている。疲労試験に際し、弾性応力分布の計測や有限要素法もしくは光弾性による応力解析が同等に行なわれる。本項ではその際、求められた構造の幾何学的形状に支配される弾性応力集中係数 K_{td} の実例を横強度部材について表 3.1.2 ~ 3.1.7 に示す。

K_{td} は梁理論計算値を公称応力 S として求めたものである。表中には各模型の疲労強度上の特徴と併せて疲労強度向上対策も合せ示した。3.2(1)で述べるように構造要素の疲労強度は K_{td} と反比例する。従って応力集中係数 K_{td} を減らすことは直接疲労強度向上につながる。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会第 157 研究部会 “船体構造のメインテナンスフリーに関する研究”
研究資料 No. 308、昭和 54 年 3 月
- 2) 日本造船研究協会第 170 研究部会 “船体構造不凍縫部の疲労設計法に関する研究”
研究資料 No. 316、昭和 54 年 3 月 & No. 298、昭和 53 年 3 月
- 3) 日本造船研究協会第 200 研究部会第 2 分科会 “船体構造部材の疲労強度”
日本造船研究協会報告第 86 号、昭和 52 年 5 月
- 4) 的場他 “多層甲板船の横強度” 三菱社内報
- 5) 森、的場他 “船体部材交差部への programm 疲労試験の適用”
造船学会論文集 125 号、昭和 44 年
- 6) 的場、川崎 “船体部材交差部への programm 疲労試験の適用（第 2 報）”
造船学会論文集 130 号、昭和 46 年
- 7) 的場、広川 “Tanker の直線式肘板の疲労強度に関する研究”
造船学会論文集 132 号、昭和 47 年
- 8) H. E. Jaeger, J. J. W. Nibbering, “Beam Knees and other Bracketed Connections”, Shipbuilding Progress Vol 8 No. 77, 1961
- 9) 長野、新田、矢島 “船殻局部構造の疲労強度に関する研究（第 1 報）”
IHI 技報 16 卷 5 号 昭和 51 年

- 10) 長野、新田、矢島 “船殻局部構造の疲労強度に関する研究(第2報)”
IHI技報17巻5号、昭和52年
- 11) 長野、山田他 “船殻局部構造の疲労強度に関する研究(第3報)”
IHI技報18巻6号、昭和53年
- 12) 砂本、山内、的場 “溶接継手の疲れ強さに関する新しい評価法の検討”
MHI技報16巻3号、昭和54年
- 13) 的場他 “貨物船ホールドフレームの疲労”
三菱社内報

表 3.1.1 計算ケース

specimen	mesh	A (thickness)	B (thickness)	C (thickness)	D (thickness)	cal.No.
SC-1	fine	10 mm	10 mm	0 mm	200 mm	1
		10	10.8, 12.3,* 13.8, 15.3	10.8, 12.3,* 13.8, 15.3	200	2
	coarse	10	10	0	200	3
		10	11.5, 14.5	11.5, 14.5	200	4
SC-2	fine	10	10	0	200	5
		10	10.8, 12.3,* 13.8, 15.3	10.8, 12.3,* 13.8, 15.3	200	6
	coarse	10	10	0	200	7
		10	11.5, 14.5	11.5, 14.5	200	8

*溶接部の影響をあらわすもので、D部に近づくにつれ表の通り板厚が増すものとする。

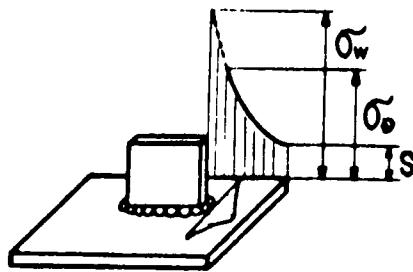


図 3.1.1 応力分割の模式図

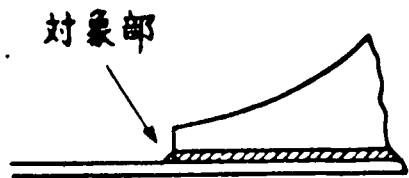


図 3.1.2 ブラケット端部

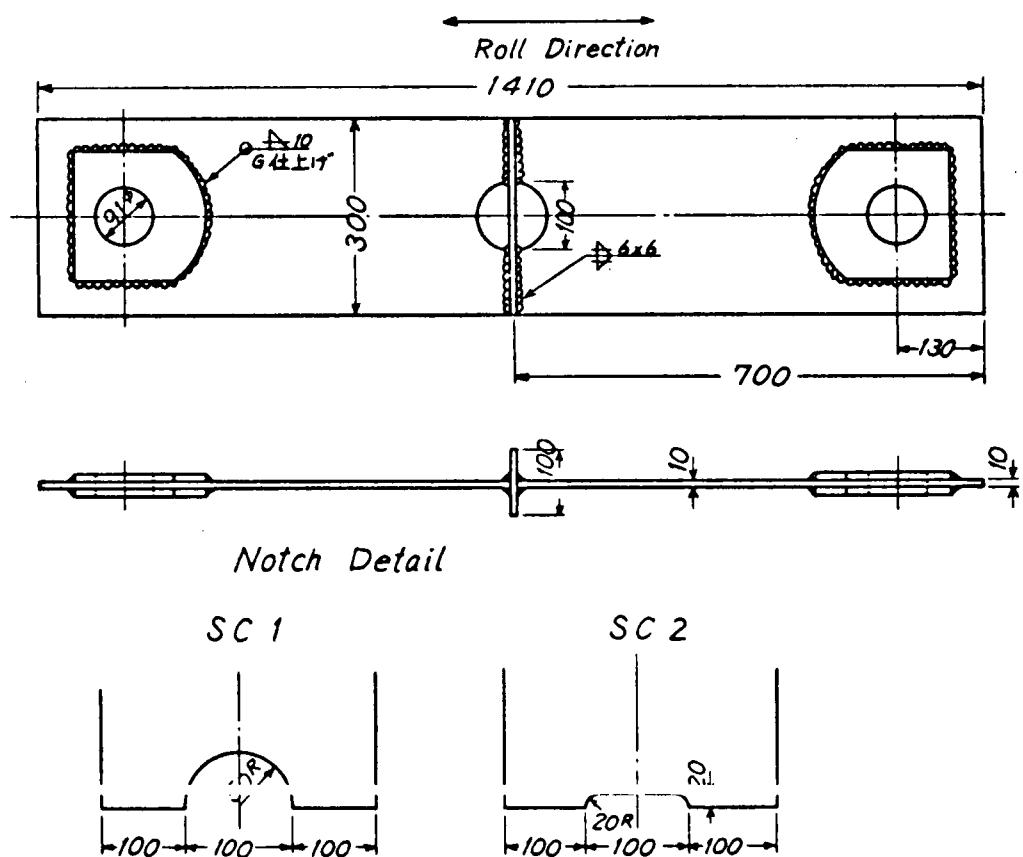


図 3.1.3 試験片

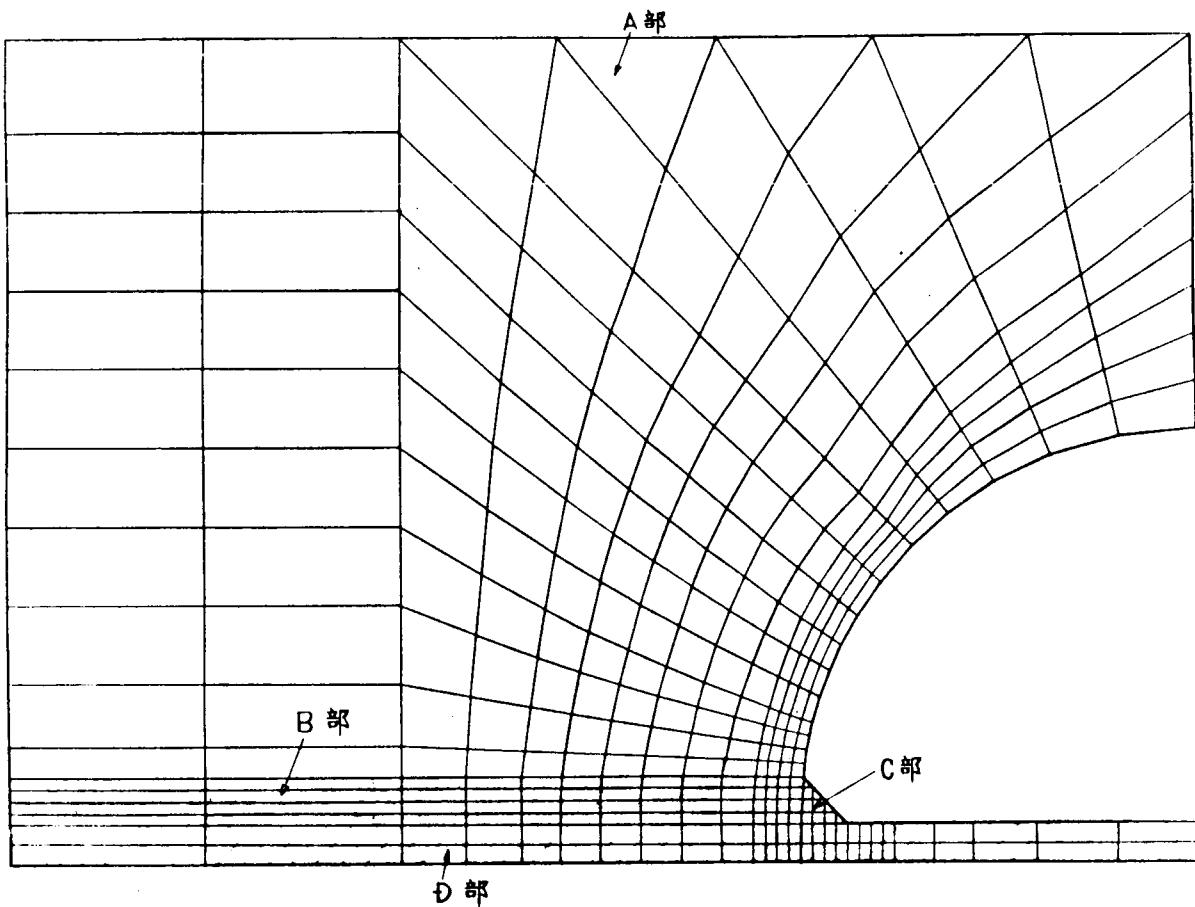


図 3.1.4 Mesh分割 (Fine mesh)

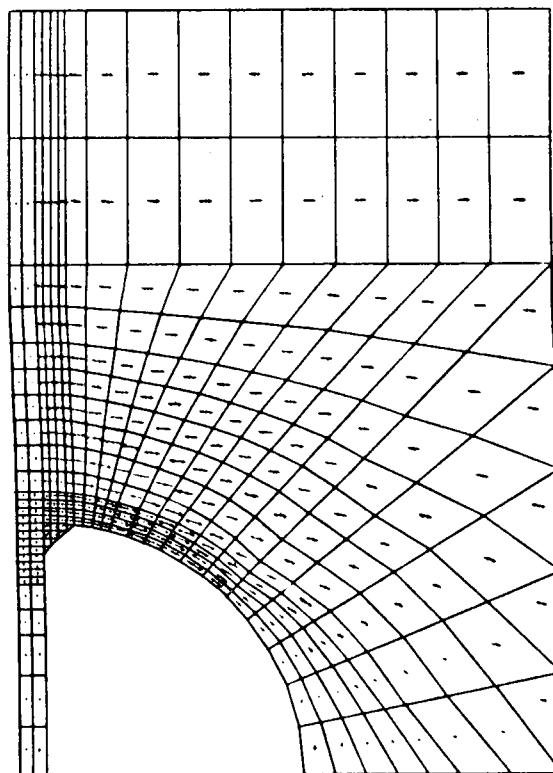


図 3.1.5 試験片 SC-1 の FEM 計算結果 (Fine mesh)

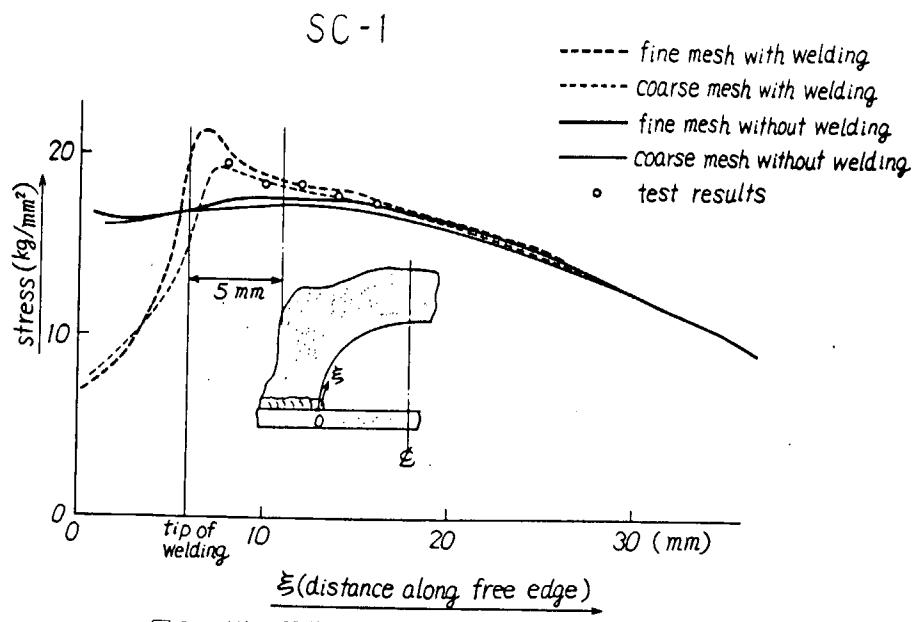


図 3.1.6(1) 試験片 SC-1 の応力分布（計算値と実験値の比較）

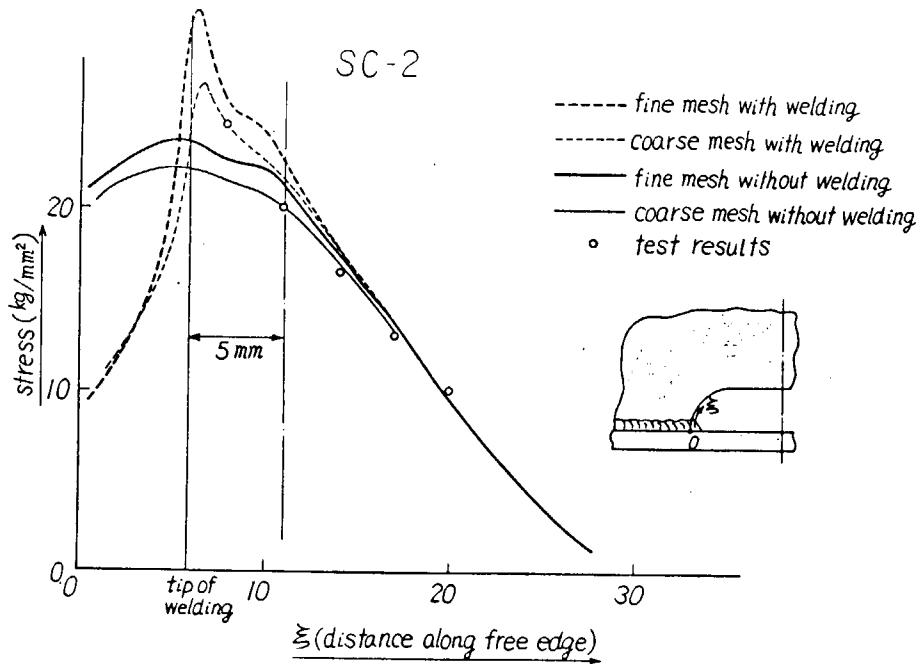


図 3.1.6(2) 試験片 SC-2 の応力分布（計算値と実験値の比較）

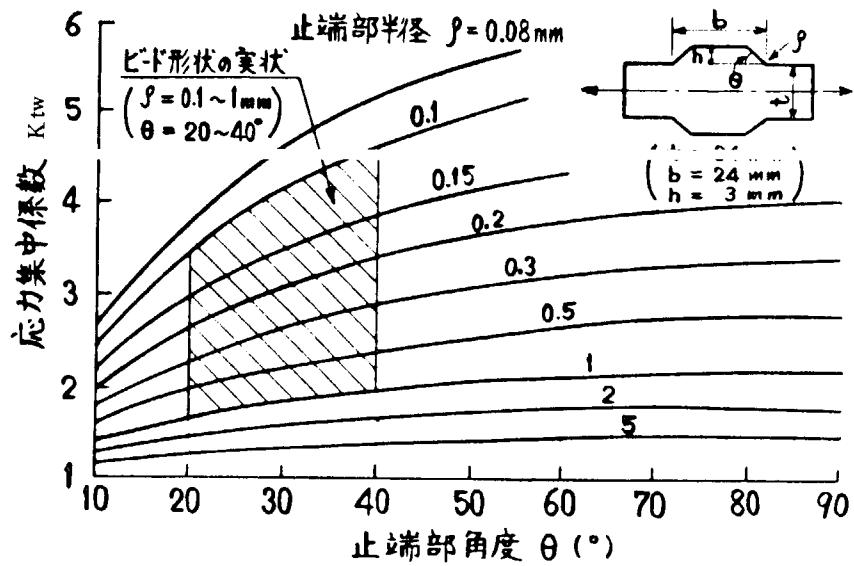
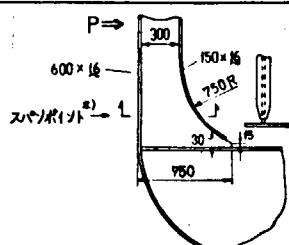
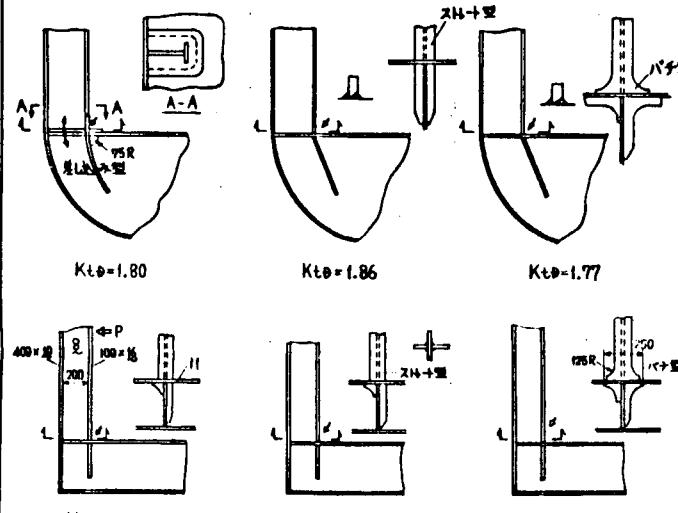
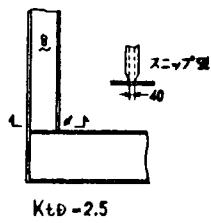


図 3.1.7 計算による突合せ横縫継手の応力集中係数

表 3.1.2 船首部船側肋骨下端の応力集中率¹⁾

模型および構造的応力集中率 K_{tb}			疲労強度上の特質
標準型	<p>$K_{tb} = 4.34$</p>	<p>$K_{tb} = 3.77$</p>	<p>$K_{tb} = 2.5$</p> <p>き裂は A 点もしくは B 点から発生する。 き裂発生後、伝播速度は除外に下がり停留化の傾向を示す。 き裂発生強度は平行端角(図 A), 面材とウェブの板厚比(図 B), 面材のテ-ハ角(図 C)の影響を受けるが、平行端角が主要なパラメータとなる。</p>
	<p>図 A</p>	<p>図 B</p>	<p>図 C</p>
補強標準型	<p>$K_{tb} = 2.96$</p>	<p>$K_{tb} = 4.0$</p>	<p>($K_{tb} = 1.27$)</p> <p>増厚切替型、リブ補強型のき裂発生点は標準型と同じである。 リブ補強型のき裂の伝播速度は他型式に比し遅い。 パッド板を用いた型はき裂が隅肉の内側(ルート)より入る。したがてき裂発生は外側より発見出来ず、発見時のき裂長さは 40~50 mm のルート割れ型である。 $K_{tb}()$ を示したのは、ルートの応力集中をつかみないため、寿命(き裂の外部よりの発見)をもとに推定したことによる。</p>
肘板を廃止した型	<p>$K_{tb} = 1.78$</p>	<p>$K_{tb} = 2.37$</p>	<p>差し込みを行なった型のき裂発生点はカーボン板まわりであるが、工作の良否により左右される。き裂伝播速度は標準型より速いが、バチ型よりやや遅い。 バチ型のき裂発生点はホールド側隅肉であり発見が容易である。</p>
<p>注記) Δ はき裂発生点、\square は公称応力算定期面であり、断面剛性は平行部のそれを用いる。</p>			
<p><u>疲労強度向上対策上の留意点</u></p> <p>標準型の採用に当っては、平行端の面材と内底板のなす角(θ)を出来るだけ小さくすることが望ましい。 標準型に対する補強としては、平行端のウェブ先端を部分的に増厚するのが望ましいが、パッド板補強、リブ補強も効果がある。また面材端のテ-ハ、サ-ヒソ、ウェブ端のソフ等も効果のあることは図 A ~ 図 C を参照することによりわかる。 肘板を廃止する場合、バチ型もしくは差し込み型を採用すれば標準型と同等もしくはそれ以上の強度が得られる。 特殊な要求がある場合以外は、差し込み型は工作が難しいのでバチ型の採用が望まれる。なおその際面材の内底板への溶接は充分間隔をとって行なう必要がある。</p>			

表 3.1.3 船周辺船側肋骨下端の応力集中率 (9), 13)

模型および構造的応力集中率 $K_{t\theta}$		疲労強度上の特質
標準型	 $K_{t\theta} = 1.83$	船首部船側肋骨の場合と同じである。
時板を廃止した型	 $K_{t\theta} = 1.91$ $K_{t\theta} = 1.78$ $K_{t\theta} = 1.59$	<p>き裂発生箇所はいずれも面材と内底板の隅内溶接部である。 隅内溶接を行なうに際し開先をとると、応力集中率を減らし得ると同時にルートからのき裂発生の可能性をなくし得る。 なお差し込み型は他の型式に比し疲労強度が強い。 他の型式の静破壊は肋骨のウェブと内底板の隅内溶接のルート割れである。</p>
	 $K_{t\theta} = 2.5$	

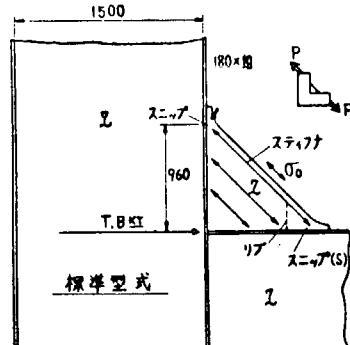
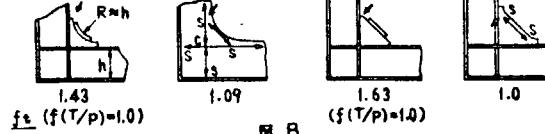
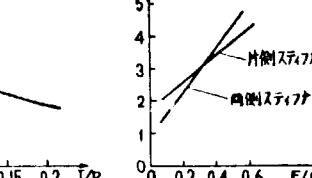
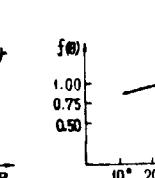
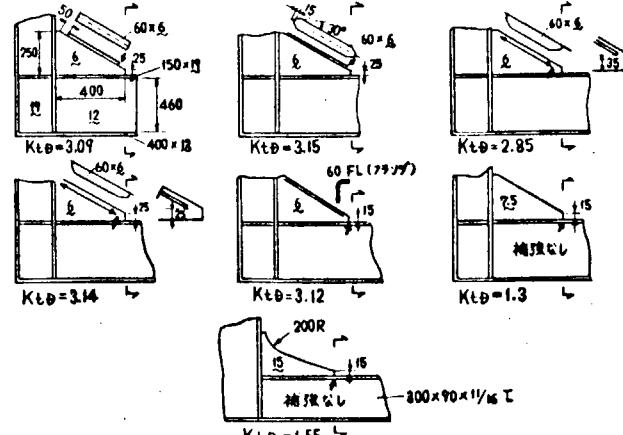
注記) * はき裂発生点, L → は公称応力算定断面, *)での断面係数は平行部のそれを用いる。

疲労強度向上対策上の留意点

船首部船側肋骨と同じである。

時板を廃止した型の採用に際し追記する。面材をストレートにした型でもバチ型より約1割応力集中率が高いのみである。したがって、作用応力レベル、積荷の都合等でストレート型の採用も宜しい。

表 3.1.4 三角肘板まわりの応力集中率
4), 7) (11)

模型および構造的応力集中率 K_{tb}		疲労強度上の特質
 <p>$K_{tb} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} = \alpha f_r(T/P) f_t(T/P) f_s$ (式 2)</p> <p>$f_r = 1.0$ (リブなし) 0.76 (リブあり)</p> <p>$t_e = 6Z/h^2$ $Z: A-A$ 断面の断面係数</p> <p>$P = b_s \times t_s$ $F = b_f \times t_f$ $T = b_t \times t_t$</p> <p>図 A</p> <p>標準型式</p>	<p>き裂は肘板付ステッカ端より発生し、その片端は肘板の自由辺方向に、もう一端は肘板と平行面材の隅内溶接部に沿って伝播する。</p> <p>応力集中率は図 A に示す諸寸法とリブの有無によって式(2)に示すように表示出来る。</p> <p>応力集中に最も影響を与えるのは肘板先端のソフト(T(図 A)の最大)である。(図 C)</p>	
 <p>図 B</p> <p>等辺三角肘板型</p> <p>$f_t (f(T/P)=1.0)$</p> <p>$f_t (f(T/P)=1.0)$</p> <p>$f_t (f(T/P)=1.0)$</p> <p>$f_t (f(T/P)=1.0)$</p> <p>図 C</p> <p>図 D</p> <p>図 E</p>	 <p>図 C</p>  <p>図 D</p>  <p>図 E</p>	<p>き裂発生点はフランジ型、補強なし型では肘板と平行の面材の隅内溶接部である。き裂は面材と肘板の隅内溶接に沿って急速に伝播する。</p> <p>その他の型では補強材端の隅内溶接部であり、き裂伝播は等辺三角肘板の場合と同じである。</p>
 <p>図 A</p> <p>不等辺三角肘板型</p>	<p>き裂発生点はフランジ型、補強なし型では肘板と平行の面材の隅内溶接部である。き裂は面材と肘板の隅内溶接に沿って急速に伝播する。</p> <p>その他の型では補強材端の隅内溶接部であり、き裂伝播は等辺三角肘板の場合と同じである。</p>	

注記) ● はき裂発生点、△ は公称応力算定断面、等辺三角肘板においては肘板自由辺中央の応力 σ_0 を公称応力とする。

疲労強度向上对策上の留意点

座屈の懸念がなければ補強材を設けない肘板が最も応力集中率が低くその採用が望ましい。

補強を設ける場合は上記した標準型式が最も良い。標準型式採用にあたっては肘板端をソフトにすること、ステッカを両側に設ける必要はないが、リブを図中示した位置近くに設け応力集中低減と肘板の面外剛性増大(振動、座屈対策)を計るのが良い。

表 3.1.5 二重殻直交差部の応力集中率 2),5)

模型および構造的応力集中率 K_{tb} 。		疲労強度上の特質
標準型	<p>完全溶け込み</p> <p>$K_{tb} = 2.76 \cdot Ke$</p> <p>$K_{tb} = 3.1 \cdot Ke$</p> <p>$K_{tb} = 2.9 \cdot Ke$</p> <p>図 A</p>	<p>二重殻構造の応力集中率は内底板の有効幅減少に伴う応力上昇 Ke(図A)と形状的な応力集中に分けられる。き裂発生点は縱通隔壁と内底板の交差する隅内溶接のホールド側である。き裂は表面き裂として伝播するが、その速度は遅い。縱通隔壁と内底板の隅内溶接が完全溶け込みでない場合ルートからのき裂発生も観察される。</p>
スカラップ型	<p>$K_{tb} = 2.17 \cdot Ke$</p> <p>$K_{tb} = 2.5 \cdot Ke$</p>	<p>スカラップ^aを有する場合、ホールド内のスカラップ角まわし溶接部、および標準型の場合と同様な点き裂発生点は多様である。</p>
補強もしくは工作誤差型	<p>小時板</p> <p>$K_{tb} = 1.6 \cdot Ke$</p> <p>$K_{tb} = 4.4 \cdot Ke$</p> <p>図 B</p> <p>25 Ke/Ka</p> <p>t/h</p> <p>t/R</p> <p>ヒーニング</p> <p>背違い量 Δ</p> <p>$t/h = 21$</p>	<p>縱通隔壁と縱通材の工作誤差による背違いは応力集中を上昇させる。標準型に対し小時板で補強するとき裂発生点は母材部分(時板内)となり、強度も上昇する。き裂は小時板内を伝播するが、その速度は内底板に近づくにつれ減少する。ドレッソングもしくはヒーニングをき裂発生部に行なうと、既に知られているように強度は上昇するが、工作を入念にしないと強度上昇は少い。</p>
注記) Δ はき裂発生点、 L は公称応力算定断面、 $*$) $25 Ke/Ke$ の係数 ^a は母材破断を溶接止端破断と同等に扱えるようにした係数である。		
<p>標準型採用に際しては縦通隔壁と内底板の隅内溶接は完全溶け込みにすることが望ましい。 応力集中率減少にはフロアベース(図A中b)を小さくすること、横荷に影響しないように小時板を設けるのが効果がある。 ウェブにスカラップ^aを設けても応力集中は上昇しないが、き裂が多様化する。</p>		

表 3.1.6 二重船斜交差部の応力集中率 2),6)

模型および構造的応力集中率 $K_{t\theta}$			疲労強度上の特質		
ビルトアップ型	 $K_{t\theta} = 5.04 \cdot Ke$ $(R=25)$ $K_{t\theta} = 5.93 \cdot Ke$ $(R=34)$	 $K_{t\theta} = 4.62 \cdot Ke$	 $K_{t\theta} = 4.73 \cdot Ke$	<p>ビルトアップ型は応力集中率が高く、スカラップの大きさにも影響される。き裂発生点は、スカラップのホッパー側もしくは縦通筋側である。ホッパー側のき裂の伝播は遅いが、縦通筋側のき裂は隙内のルート割れを伴う伝播が速い。</p>	
補強ビルトアップ型	 $K_{t\theta} = 3.19 \cdot Ke$	 $K_{t\theta} = 2.4 \cdot Ke$	 $K_{t\theta} = 2.37 \cdot Ke$	 $K_{t\theta} = 2.7 \cdot Ke$	<p>ビルトアップ型に対し、トリッピングブレケット(T.BKT)で補強すると応力集中は下り、き裂発生点はスカラップのホッパー側のみとなり、伝播速度はビルトアップ型よりもかなり遅くなる。カラーあても補強効果がある。</p>
板曲げ型	 $K_{t\theta} = 3.56 \cdot Ke$	 $K_{t\theta} = 4.62 \cdot Ke$	 $K_{t\theta} = (3.52/45) · Ke$	<p>ホッパー板に板曲げ加工を用いる型式のうち、板に板縫ぎのないものは母材部分よりき裂が発生する。伝播速度は遅い。</p> <p>他の板曲げ型は応力集中値が高く、またき裂の伝播速度はさわめて速い。</p>	

注記) *はき裂発生点, Lは公称応力算定断面, Ke値は二重船直交差部の場合と同じ。

* ; $K_{t\theta}$ 値の $/25$ は母材破断を溶接部破断と同等に取り扱いうるようとする係数である。

疲労強度向上对策上の留意点

二重船斜交差部としては、板に板縫ぎのない型式が望ましい。この際ホッパー板から内底板にうつり変わる部分の曲げ曲率 R は出来るだけ大きい方が良い。

ビルトアップ型を採用する場合、トリッピングブレケット(T.BKT)もしくはカラー等で補強すべきである。

ホッパーの角度は低い方が良いが、 $45^\circ \rightarrow 60^\circ$ としてもさほど応力集中は大きくならない。

表 3.1.7 その他の桁端の応力集中率 2), 3), 4), 8), 10)

模型および構造的応力集中率 $K_{t\theta}$		疲労強度上の特質
三材結合部肘板ラップ継手型	 $K_{t\theta} = 1.4$	肘板と面材のラップ継手角まわり溶接部よりき裂は発生し、き裂の片端は面材を切入削し、もう片端は面材に直交し、D区に向けて進展する。
バルク船側肋骨下端型		面材を板曲げにする場合は船側肋骨の標準型と同じ様相である。 三角肘板よりラップ継手の方が応力集中は低い。
コーナR型	 $K_{t\theta} = 1.0$ (交合せ溶接部がR端より充分離れた場合)	交合せ溶接部(△)よりき裂が発生し伝播する。 $K_{t\theta}$ 値は左記寸法特有なものであり、適切な方法(有限要素法等)で計算することが望ましい。その際要素は比較的粗くてもよい。
肘板ラップ継手型	 $K_{t\theta} = 2.1$ (ラップ点) $K_{t\theta} = 1.0$ (肘板端)	肘骨をつなぐ肘板ラップ継手の $K_{t\theta}$ 値は比較的低い。 図の中央の場合以外は肘板の肋骨面材とのラップ部よりき裂が発生する。
直交肋骨型	 $K_{t\theta} = 3.76$	二重設直交の場合の $K_{t\theta} \approx 1.0$ の場合にほぼ等しい。 き裂の様相もその場合に同じである。

注記) ▲はき裂発生点, ←→は公称応力算定断面

疲労強度向上对策上の留意点

肋骨と肋骨の接合方法としてラップ継手は、交合せ溶接の位置を考慮したコーナR型について強度が高い。肘付ラップ継手採用に当っては、図(4列目2行の横搭ねは肘板と肋骨ラップのな点よりき裂)を参照してき裂発生点が肘板の肋骨面材とのラップ部になるように配慮する必要がある。また肘板に座屈の心配がなければ補強(ステイナ, FL等)を設けず、自由辺にRをとるのが望ましい。

杆がタソクと接合する構造(2列目参照)としては、肘板補強よりも板曲げ型の方が強度が高い。肘板を用いる場合は、表1.2.1を参照することにより、パッド板、リブ、フランジのバナ型等の補強法が効果的であると推定出来る。

3.2 構造要素模型の疲労強度

(1) 構造要素模型の疲労試験結果

船殻部材の疲労強度検討のために構造要素による模型実験が行なわれている。その目的とするところは基礎継手の実験結果をもとにした検討結果を確認する場合、あるいは部材の交差型式別の強度の違いを直接実験によって知る場合がある。

本節では国内外で行なわれた構造要素の模型実験のうち、横強度部材に於ける結果を示す。

構造要素の模型実験において、通常歪ゲージによる応力分布計測とき裂の発生と伝播の計測が行なわれている。本節ではき裂発生回数 N_c に注目することとした。 N_c は肉眼で観察しうるき裂を発見した時点である。

実験データ整理は構造の幾何学的形状に支配される弾性集中応力の範囲 $\Delta\sigma_D = K_{tD} \cdot \Delta S$ を用いた。その理由は以下の通りである。¹⁾ き裂発生点の応力は 3.1(1) に示したように通常の設計強度計算において求められる公称応力 S に構造形状に支配される応力 ($\sigma_D - S$) とビード止端部の状態に支配される応力 ($\sigma_w - \sigma_D$) が加算されている。各応力を加えた全応力 σ_w が破壊に効くのでそれを握して継手強度評価をする考え方もあるが、ビード形状は非常に変化しやすいのでゲージによる応力計測や詳細な有限要素法解析をしても必ずしも正確な値を握できないところに難点がある。疲れ強さを考える場合 ($\sigma_w - \sigma_D$) のように切欠効果のあるものは応力値ではなく、疲れ切欠係数 K_f (3.2.1) 式を用いて評価する方が妥当であろう。

$$K_f = \sigma_o / \sigma_b \quad \dots \quad (3.2.1)$$

σ_o 平滑母材の疲れ強さ

σ_a 実ビード継手の疲れ強さ

K_f と構造の形状に支配される弾性応力集中係数 K_{tD} を用いて構造の強度 S (公称応力表示) は (3.2.2) 式で表わされる。

$$S = \frac{\sigma_D}{K_f \cdot K_{tD}} \quad \dots \quad (3.2.2)$$

この際、構造形状による応力の立ち上りを切欠効果としてとり扱わなかつたが、それは (3.2.3.) 式において K_{tD} による応力勾配は切欠半径 ρ の大きな場合に相当するからであり、

$$\eta = \frac{K'_f - 1}{K_{tD} - 1} = \frac{1}{1 + 1/c\rho^n} \quad \dots \quad (3.2.3)$$

K'_f 構造形状に支配される応力集中による疲れ切欠係数

η 切欠感度係数

c, n 材料定数

ρ 等価切欠半径

その場合、 $K'_f = K_{tD}$ となるからである。

以上より $\Delta\sigma_D$ は (3.2.4) 式で表わされる。

$$\Delta\sigma_D = K_{tD} \cdot \Delta S = \frac{\sigma_D}{K_f \cdot K_{tD}} \times K_{tD} = \sigma_b \quad \dots \quad (3.2.4)$$

すなわち $\Delta\sigma_D$ は構造の形状に左右されない実ビード継手の疲れ強さを示す応力範囲である。 K_{tD} は面材の有効巾減少による応力上昇率 K_e と構造の平面形状に左右される応力集中率 K'_{tD} の積で表わされる。横強度部材における K_e , K_{tD} 値は 3 章 1 節で述べた通りであるが、本節の $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図中にもその値を併記した。従つて、各模型についてその強度を公称応力で求めたい場合は、 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図の縦軸を

$$\Delta\sigma_D / K_{tD} = \Delta S$$

$\Delta\sigma_D - N_c$ 線図(片振引張条件)を参考文献別に下記要領で示した。なお、実験結果中多段ブロック荷重によるものは修正グッドマン線図マイナーの法則を用いて片振引張にそのデータを換算した。

船首部船側肋骨下端	図 3.2.1	参考文献 2)
△部周辺船側肋骨下端	図 3.2.2	参考文献 3)
同上(ただし、片振圧縮条件)	図 3.2.3	参考文献 4)
肋骨と肋骨の交差部一不等辺三角肘板	図 3.2.4	参考文献 5)
肋骨と肋骨の交差部一不等辺三角肘板	図 3.2.5	参考文献 6)
二重殻 直交交差部	図 3.2.6	参考文献 7), 8)
二重殻 斜交交差部および直交肋骨交差	図 3.2.7	参考文献 9)
二重殻 斜交交差部	図 3.2.8	参考文献 10)
肋 板	図 3.2.9	参考文献 11)
バルク船側肋骨下端	図 3.2.10	参考文献 12)
肋骨と肋骨の交差部	図 3.2.11	参考文献 13)
肋骨と肋骨の交差部	図 3.2.12	参考文献 14)

全データをまとめて図 3.2.13 に示す。

図 3.2.13 より模型実験の $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図は比較的まとまったものであることがわかる。データのバラツキはビード止端部の状態に支配される応力集中率 K_{tw} が模型毎に異なることによるものと推定される。図 3.2.13 中の片振圧縮のデータは、片振引張のデータより高い強度を示している。

不規則な片振圧縮荷重を受ける場合は、過大荷重により応力集中部は塑性になり、き裂発生部に引張の残留応力が残ることになる。

この場合は、片振圧縮のデータに近づくことになる。図 3.2.13 のデータの下限線 $\Delta\sigma_D = 8.99 N^{-0.159}$ は溶接欠陥のない場合の隅肉もしくは角まわし溶接部の(横型のき裂発生箇所)き裂発生下限線とみなすことができ、設計線図として使用することができる。なお、図 3.2.13 のデータ中()で示したデータはドレッシングもしくはピーニングにより疲労強度向上を図ったデータであるが、溶接のままのデータより高強度である。また、母材から破断したデータは溶接部からのき裂発生データと同等の K_{tD} および $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図で評価する目的で $\Delta\sigma$ を 2.5 で除した。すなわち(3.2.1)式における $K_f = 2.5$ とみなした。

(2) 構造要素模型の疲労寿命の推定法

本項では溶接された構造要素模型の疲労き裂発生寿命 N_c を 2.1 節(3)で述べた方法によって公称応力範囲 ΔS と弾性応力集中係数 K_t を用いて推定することの妥当性を検討した。前項の各種溶接構造要素模型は構造の幾何学的形状に支配される弾性応力集中係数 K_{tD} が示されているが、実際に疲労き裂が発生する溶接止端部の応力集中係数は、上述の K_{tD} に溶接部より生じる溶接止端部集中係数 K_{tw} が重畳する。そこで溶接構造要素模型において疲労き裂が発生した溶接止端部の K_t は、 K_{tD} と K_{tw} を用いて次式で近似的に与えられるものと仮定した。

$$K_t = K_{tD} \cdot K_{tw} \quad (3.2.5)$$

K_{tD} は前節に述べられている要素分割による構造要素模型の FEM 計算によって求めることができる。他方、 K_{tw} は溶接部の止端形状すなわちフランク角、止端半径などのほかに角変形や目違いなどの工作誤差によって影響される係数で、西田の示した実験式を用いて計算した結果によると板厚 10 ~ 30 mm の溶接継手で 2 ~ 3 であることをすでに示している。⁸⁾

前項に示された各種溶接構造模型の実験結果をもとに得た ΔS と N_c を(2.1.2.1)式に代入して K_t を

求め、(3.2.5)式から K_{tw} を逆算した。なお、計算には材料定数として表2.1.6に示したき裂発生確率 $P_{nc} = 5.0\%$ における値を用いている。図3.2.14は各構造要素模型について求めた K_{tw} のヒストグラムを示したものである。同図によると K_{tw} の最頻値および平均値は2.5(標準偏差=0.47)となっており、前述の2~3の間にであることから(3.2.5)式はほぼ妥当な関係を与えていと考えることができる。

そこで各構造要素について、 $K_{tw} = 2.5$ として前項に示された K_{td} を用いて K_t を求め、図2.1.20のノモグラムにより $P_{nc} = 5\%$ における $\Delta S - N_c$ 曲線を推定した。各模型^{3),6),8),9),11),12)}の推定曲線と実測値を比較して示すと図3.2.15~図3.2.21のようになる。また図3.2.22は、推定して求めた $P_{nc} = 5\%$ における N_c と実測値を比較して示したもので、推定寿命が実測値より若干大きい構造要素模型が数体みられるが、ほとんどの構造要素は安全側の推定寿命を与えている。

以上の結果から、構造要素の溶接止端部について、解析的方法もしくはFEM計算によって求めた K_{td} に K_{tw} として2.5を乗することによって得た K_t から2.1節(3)に示した $P_{nc} = 5\%$ のノモグラムを用いて安全側の疲労寿命推定を行うことが可能であることがわかった。

参考文献

- 1) 砂本、山内、的場 “溶接継手の疲れ強さに関する新しい評価法の検討”
三菱重工技報 Vol 16, No.3 (1979)
- 2) 日本造船研究協会 第157研究部会 “船体構造のメインテナンス フリーに関する研究”
研究資料No.308(昭和54年3月)
- 3) 長野、新田、矢島 “船殻局部構造の疲労強度に関する研究(第1報)”
IHI技報 16卷5号(昭和51年)
- 4) 的場他 “貨物船ホールドフレームの疲労” 三菱社内報
- 5) 的場、広川 “Tankerの直線式肘板の疲労強度に関する研究”
造船学会論文集132号(昭和47年)
- 6) 長野、山田他 “船殻局部構造の疲労強度に関する研究(第3報)”
IHI技報 18卷6号(昭和53年)
- 7) 森、的場他 “船体部材交差部へのProgramm疲労試験の適用(第1報)”
造船学会論文集125号(昭和44年)
- 8) 日本造船研究協会 第170研究部会 “船体構造不連続部の疲労設計法に関する研究”
研究資料No.316(昭和54年3月)
- 9) 日本造船研究協会 第170研究部会 “船体構造不連続部の疲労設計法に関する研究”
研究資料No.298(昭和53年3月)
- 10) 的場、川崎 “船体部材交差部へのProgramm疲労試験の適用(第2報)”
造船学会論文集130号(昭和46年)
- 11) 的場他 “多層甲板船の横強度” 三菱社内報
- 12) 長野、新田、矢島 “船殻局部構造の疲労強度に関する研究(第2報)”
IHI技報 17卷5号
- 13) 日本造船研究協会 第110研究部会D-2分科会 “船殻構造の省力化に関する研究”
(昭和46年)
- 14) H. E. Jaeger, J. J. W. Nibbering “Beam Knees and other Bracketed Connection”, Ship building Progress Vol 8 No 77 (1961)

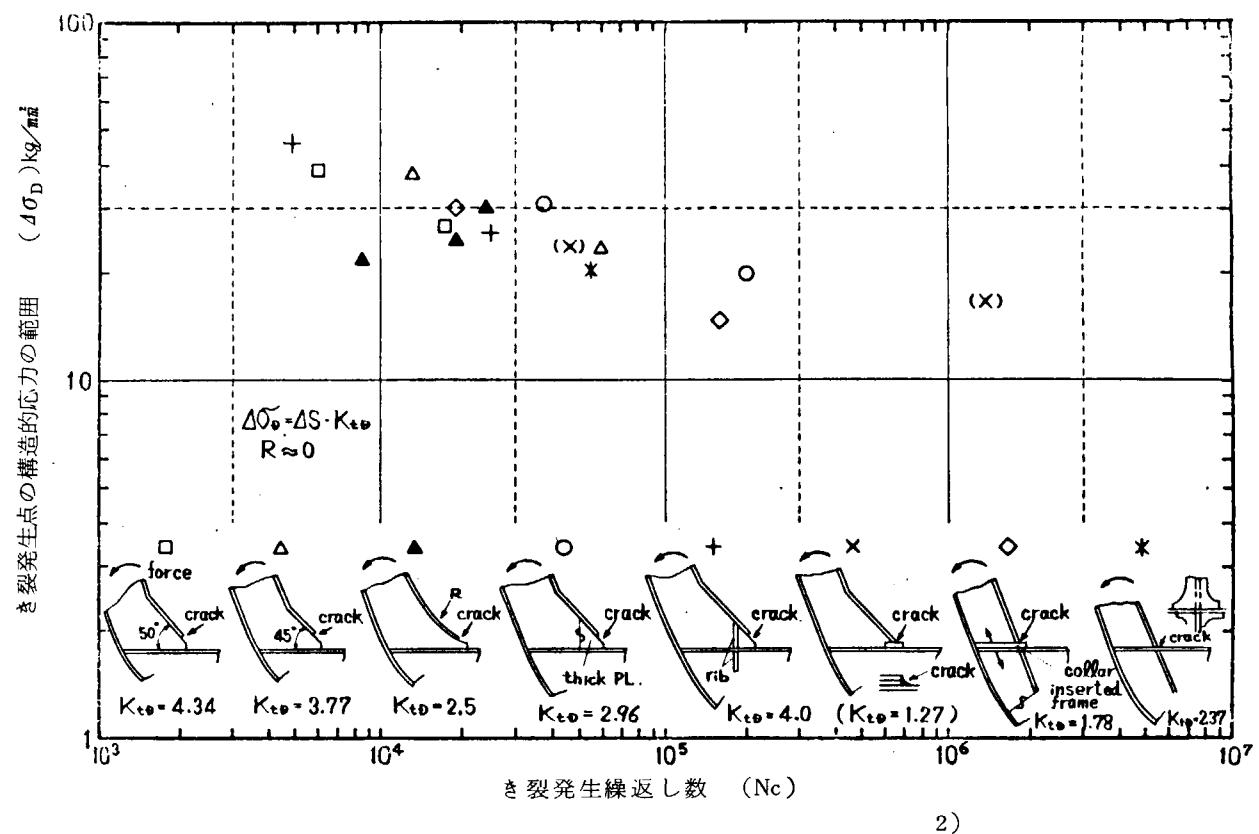


図 3.2.1 $\Delta\sigma_D$ -Nc 線図 (船首部船側肋骨下端)

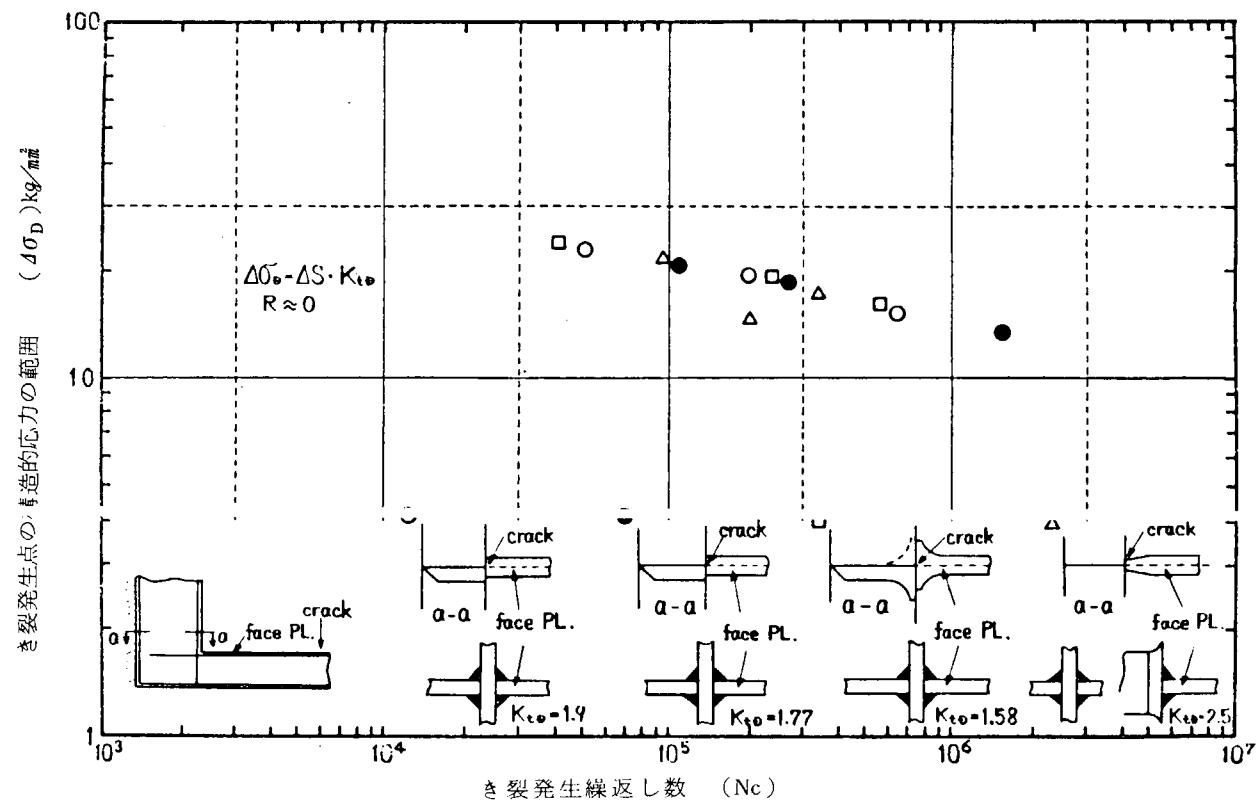


図 3.2.2 $\Delta\sigma_D$ -Nc 線図 (◎部周辺船側肋骨下端) 3)

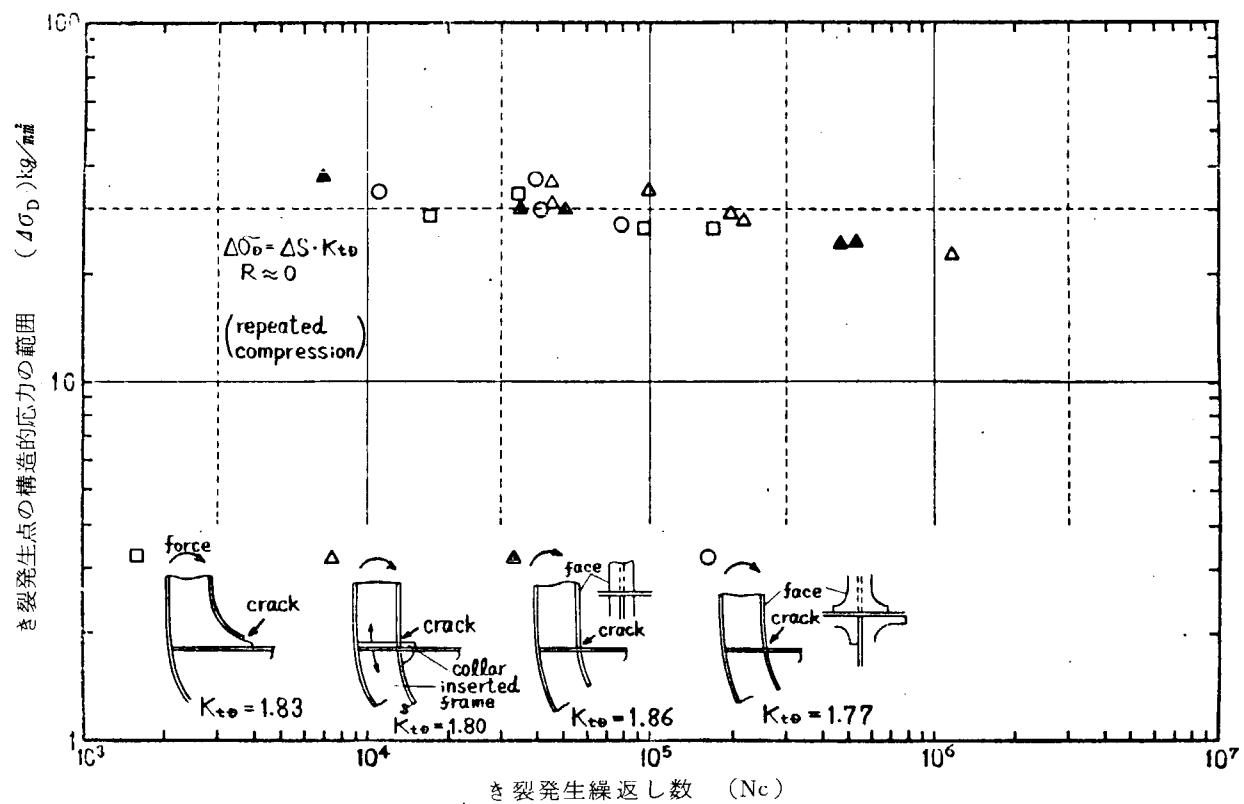


図 3.2.3 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (⊗部周辺船側肋骨下端)⁴⁾

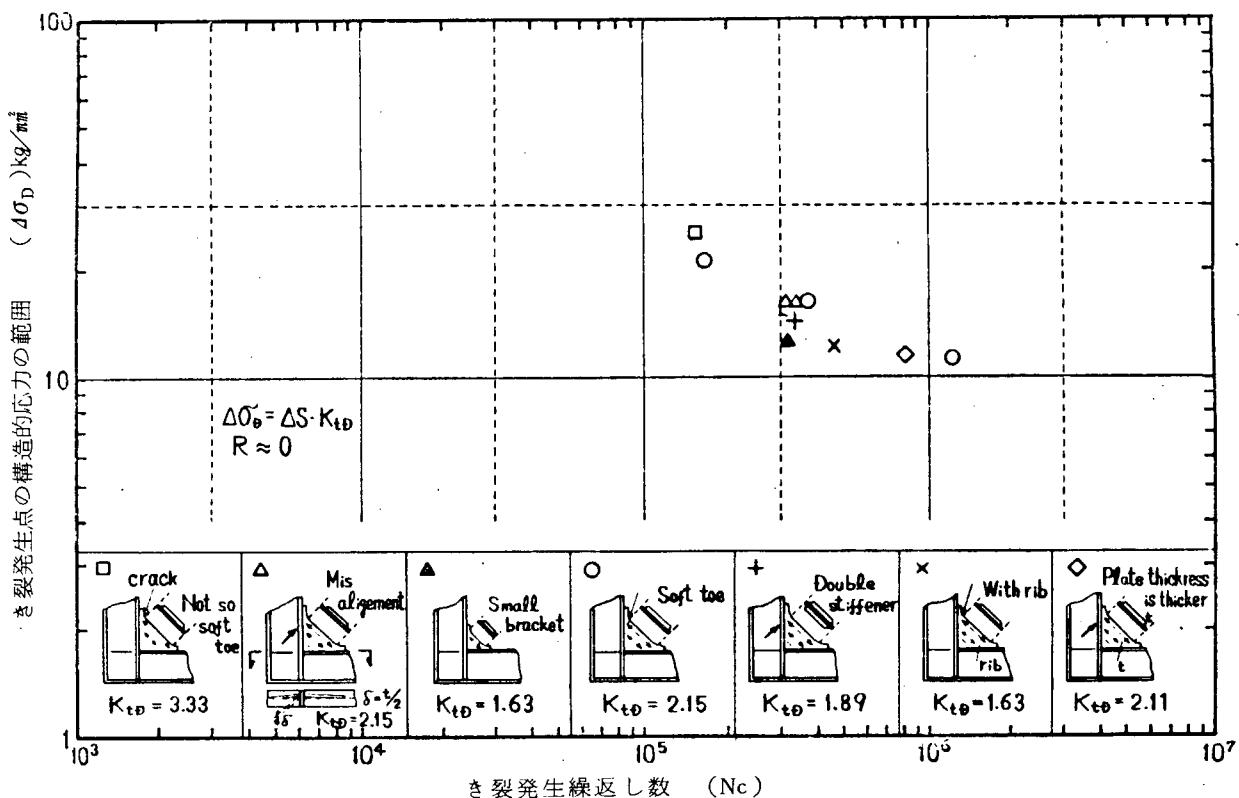


図 3.2.4 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (肋骨と肋骨の交差部および不等辺三角肘板)⁵⁾

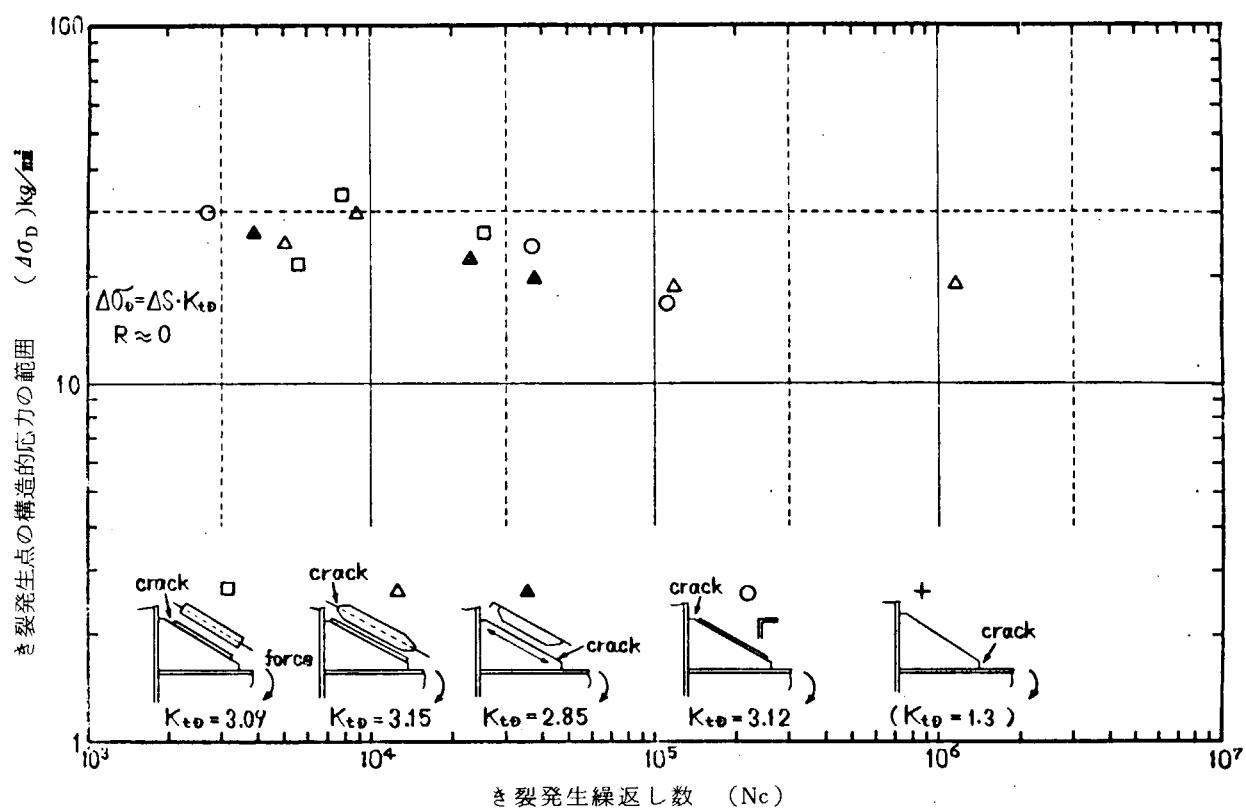


図 3.2.5 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (肋骨と肋骨の交差部および不等辺三角肘板) ⁶⁾

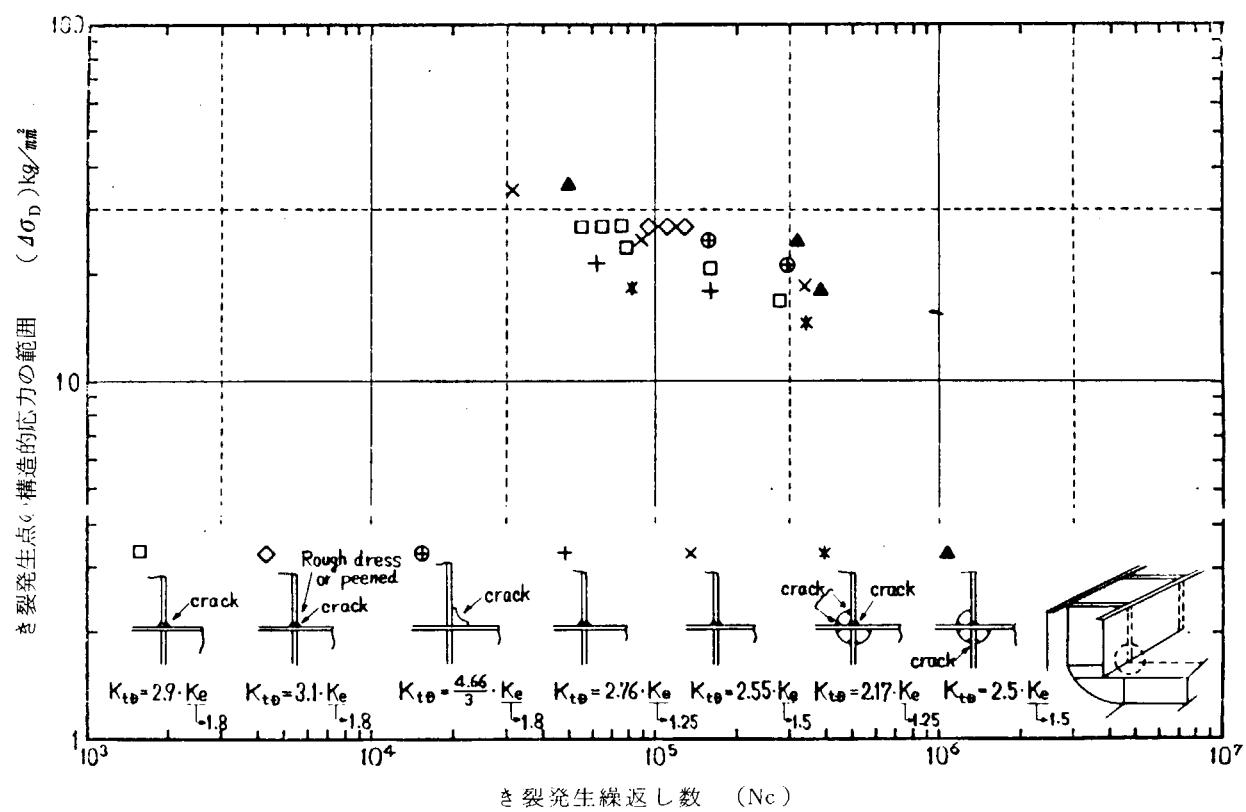


図 3.2.6 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (二重盤直交交差部) ⁷⁾⁸⁾

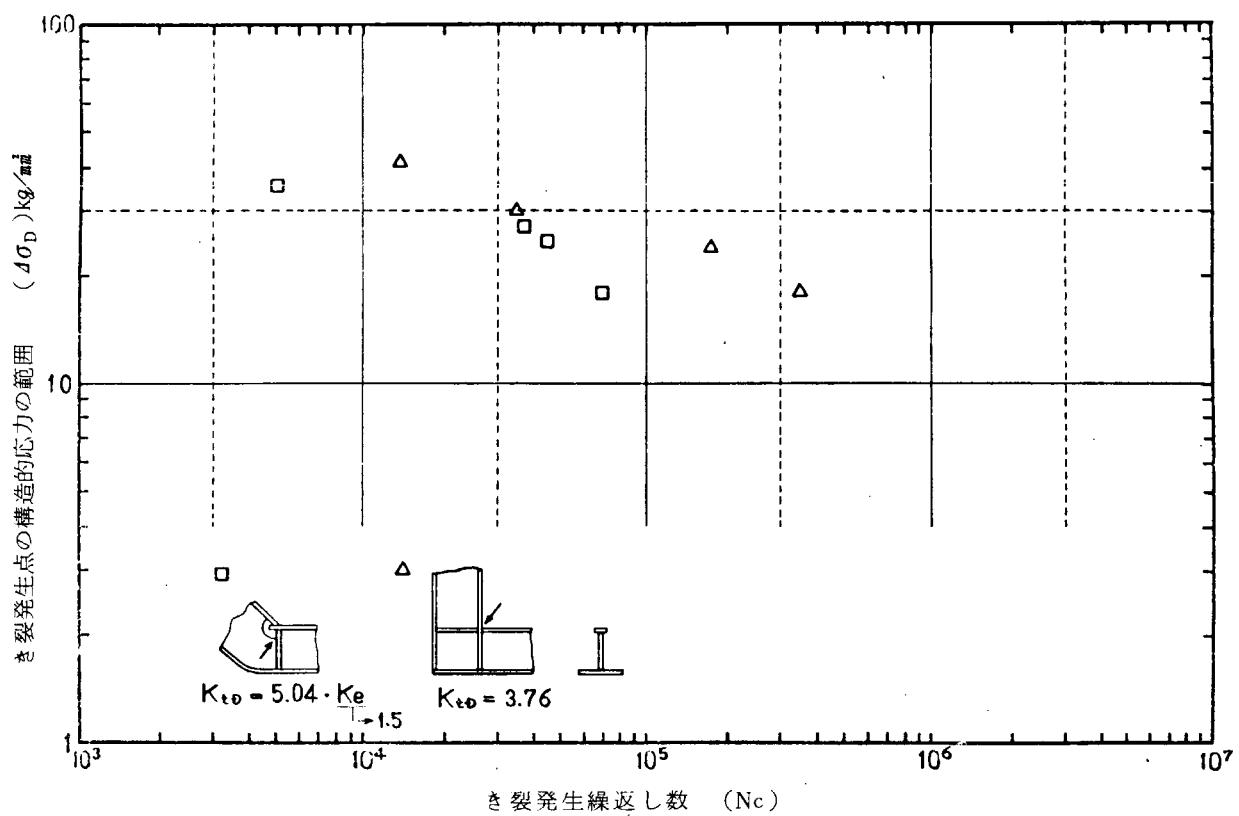


図 3.2.7 $\Delta \sigma_D - N_c$ 線図 (二重脛斜交差および直交肋骨交差) 9)

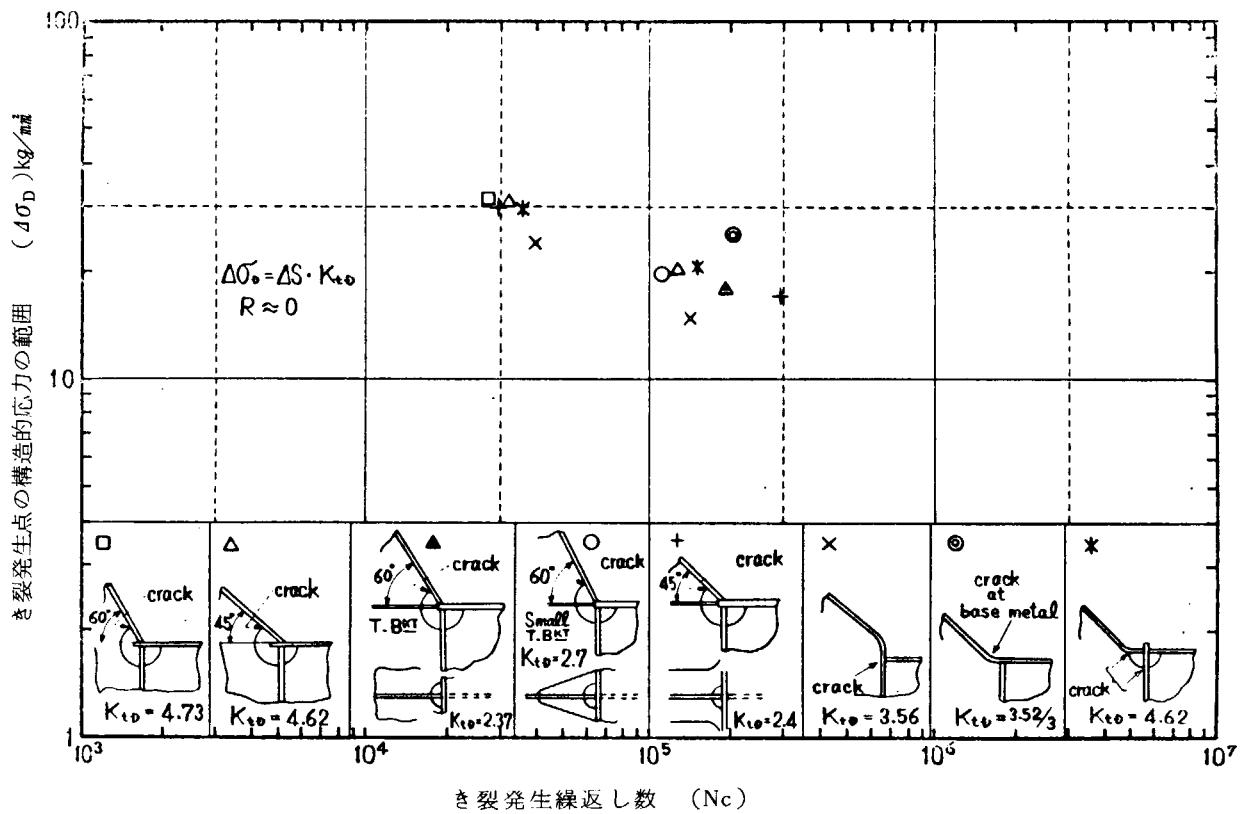


図 3.2.8 $\Delta \sigma_D - N_c$ 線図 (二重脛斜交差部) 10)

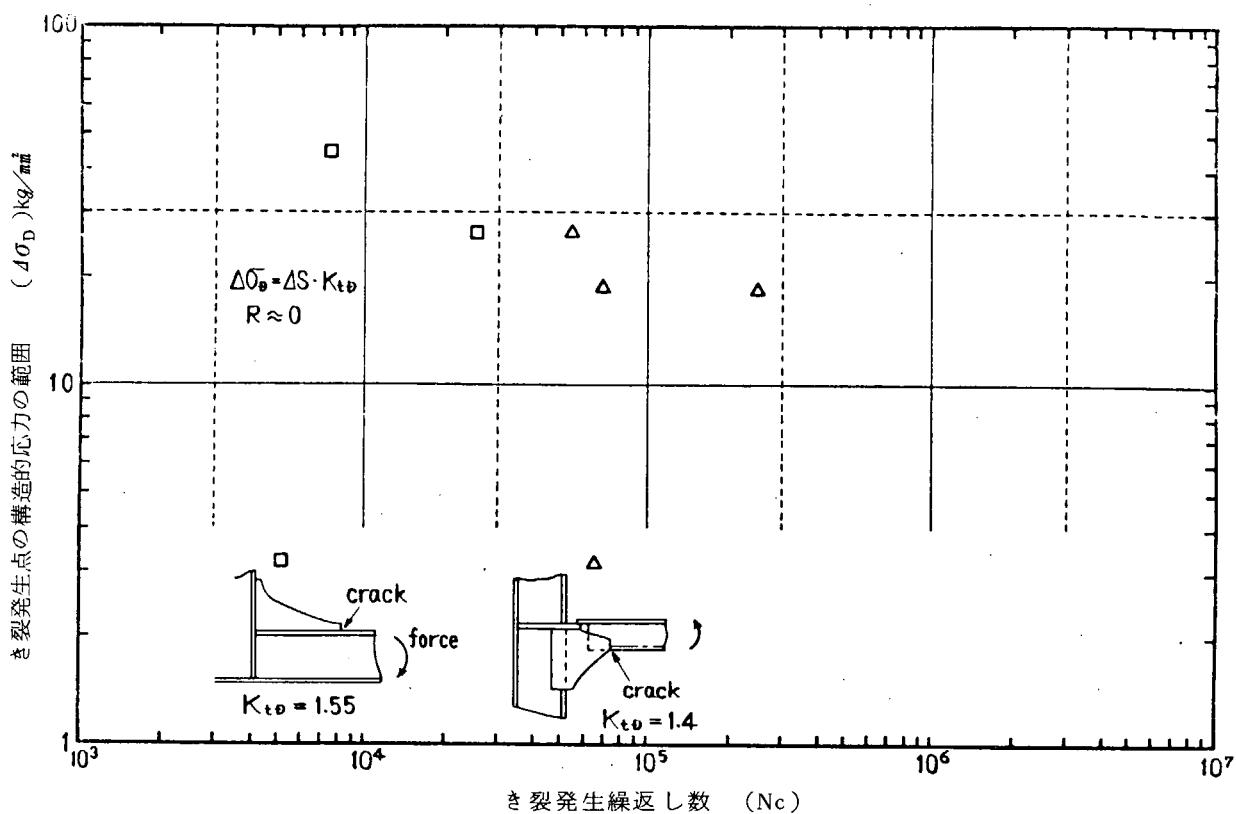


図 3.2.9 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (肘板) 11)

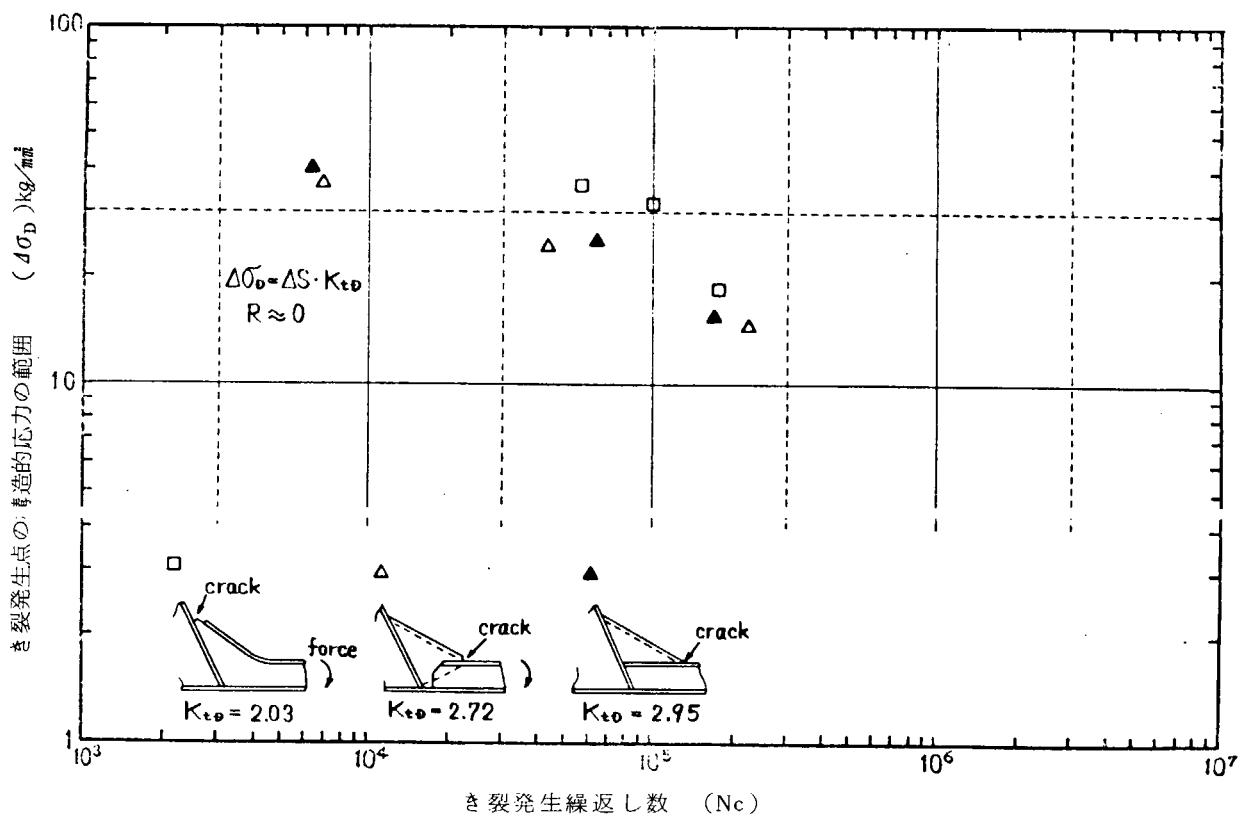


図 3.2.10 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (バルク船側肋骨下端) 12)

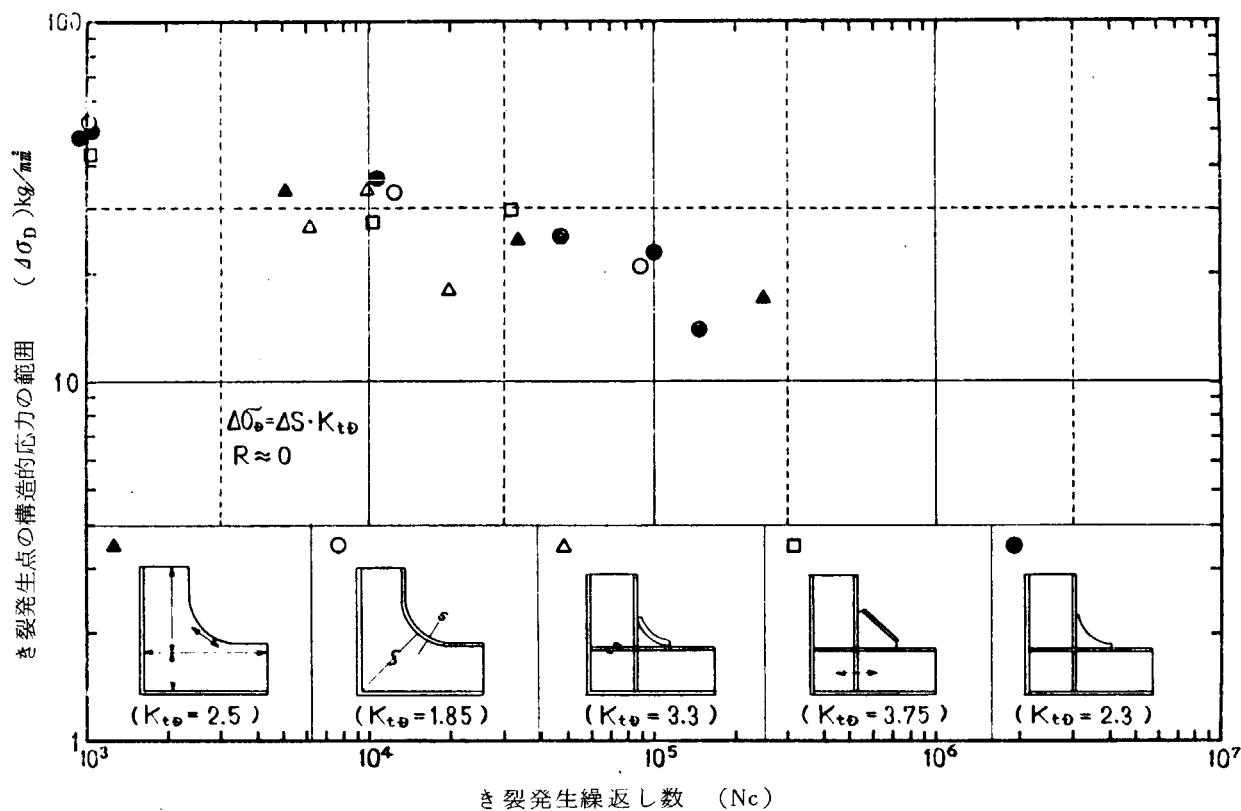


図 3.2.1.1 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (肋骨と肋骨の交差部)¹³⁾

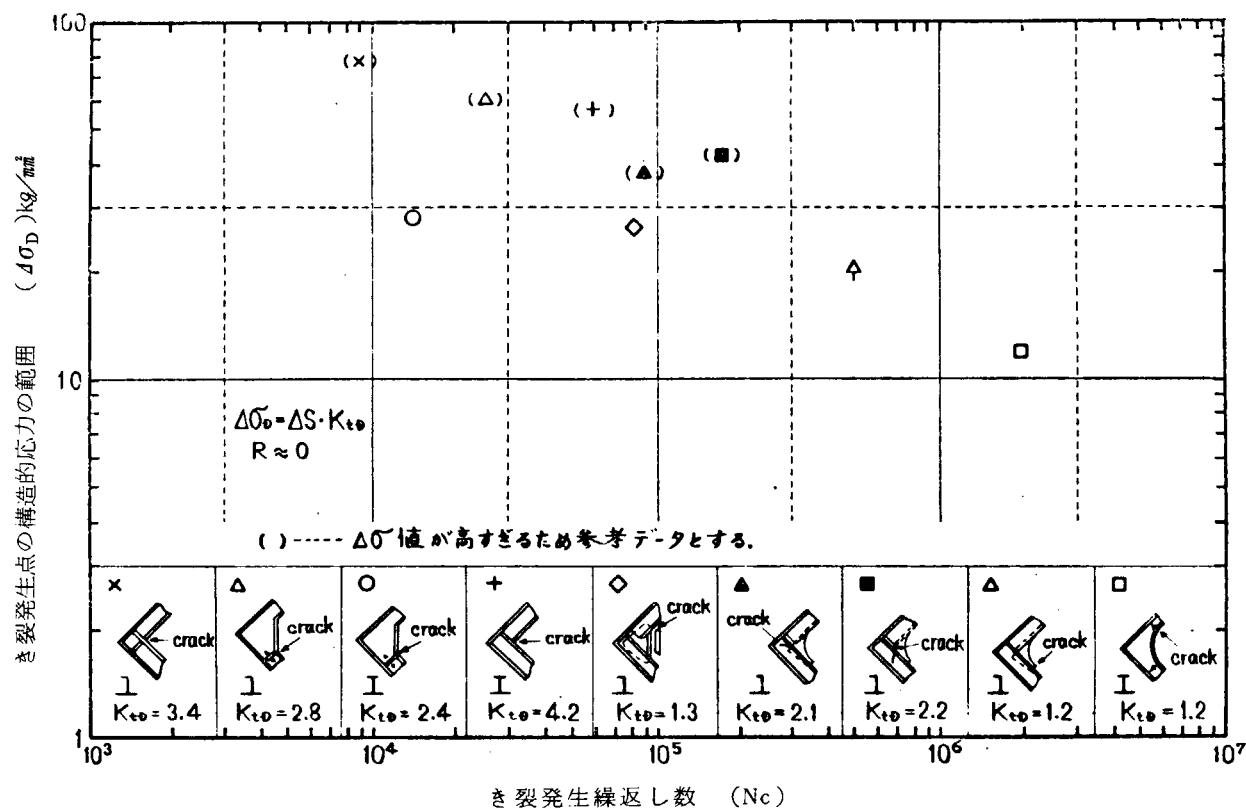


図 3.2.1.2 $\Delta\sigma_D - N_c$ 線図 (肋骨と肋骨の交差部)¹⁴⁾

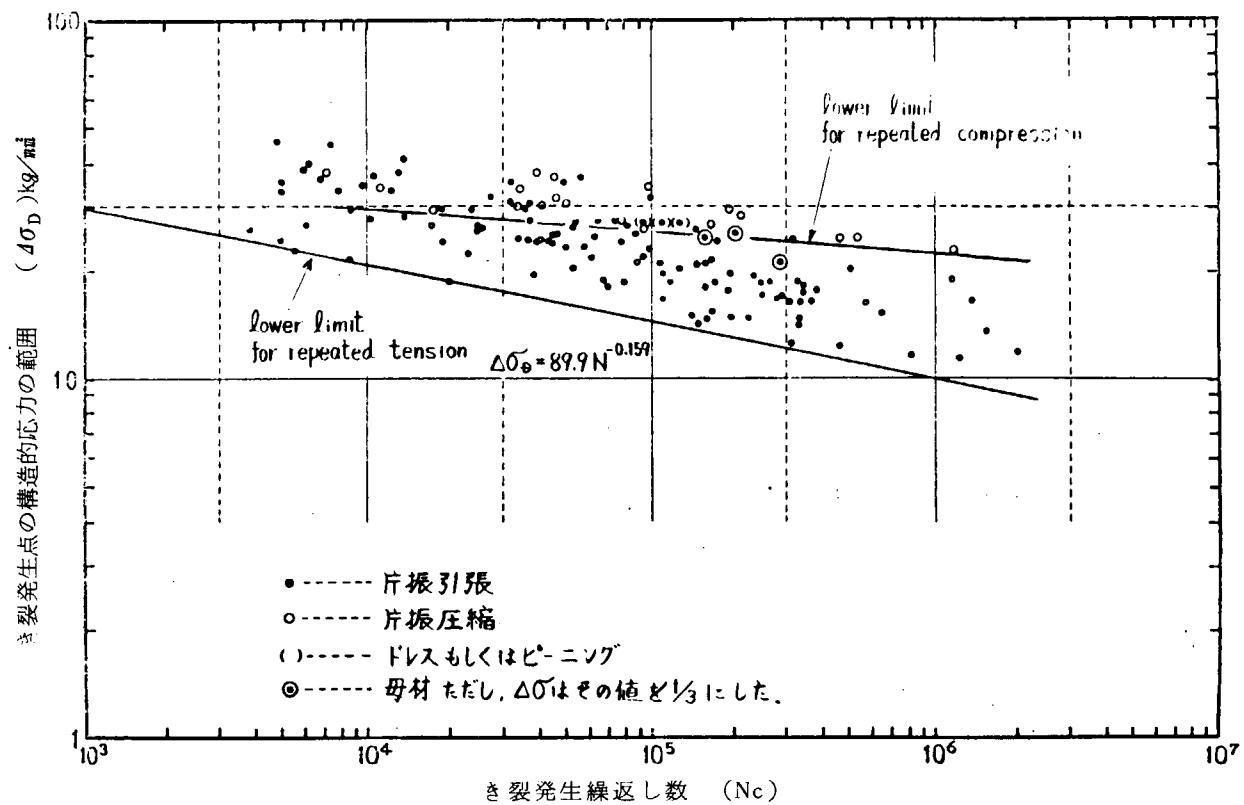


図 3.2.13 $\Delta\sigma_D$ -Nc 線図 (横強度部材)

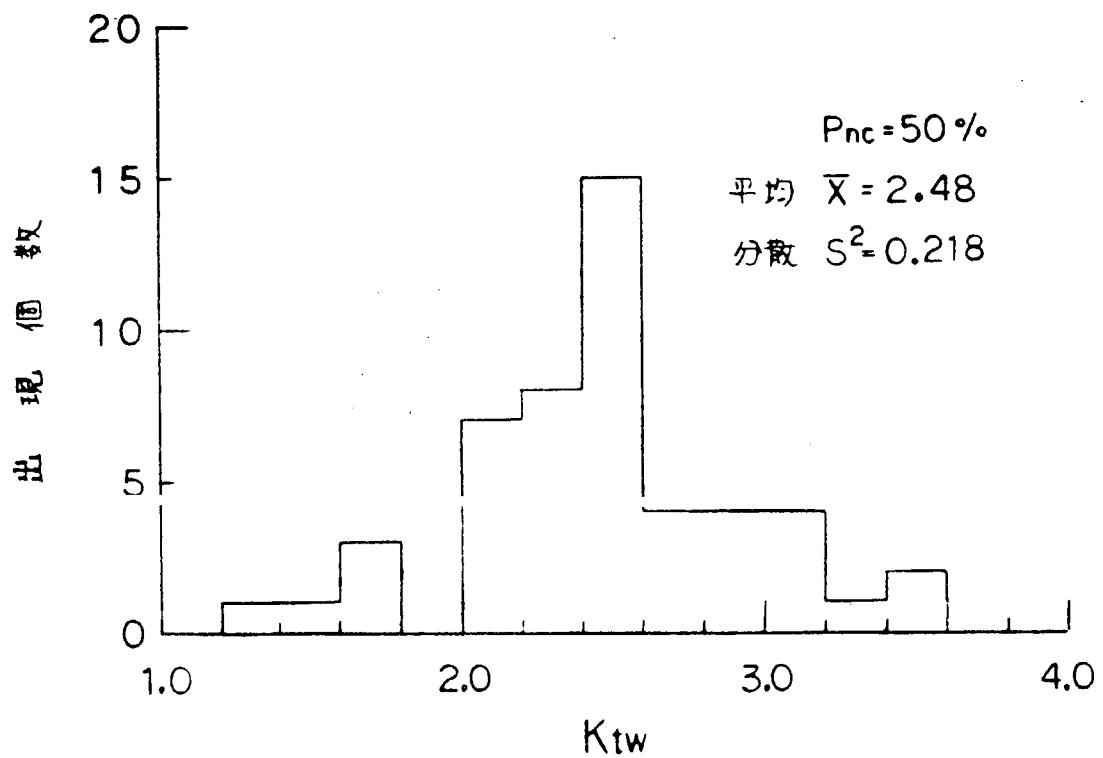


図 3.2.14 K_{tw} のヒストグラム

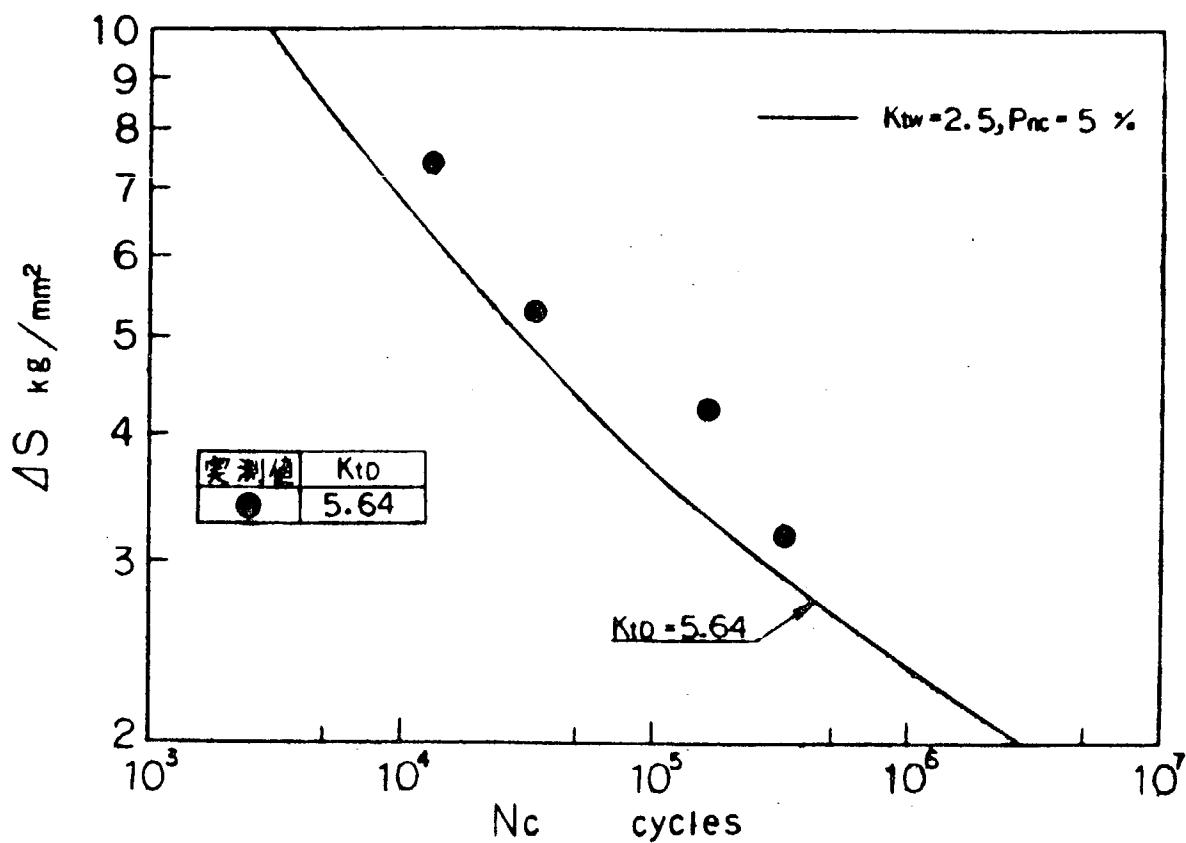


図 3.2.15 肋骨直交差部模型の $S_n - N_c$ 線図 9)

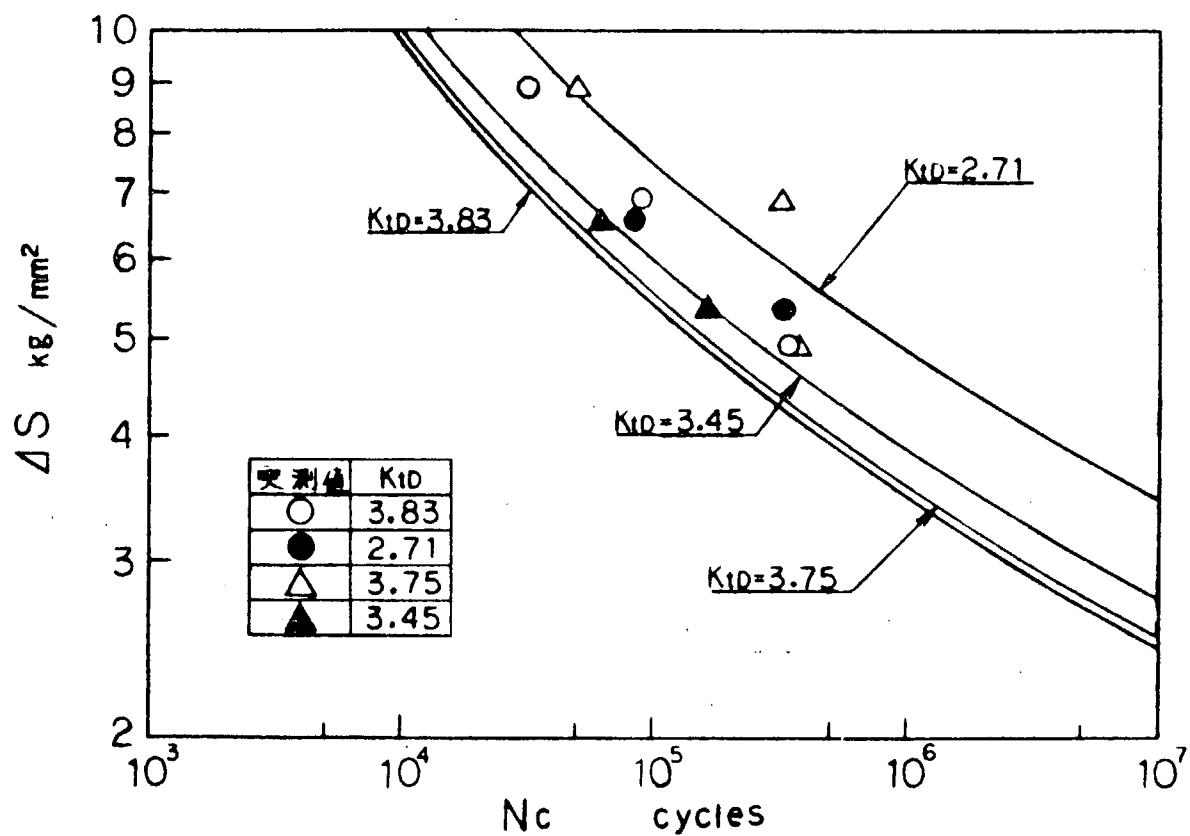


図 3.2.16 二重殻直交差部模型の $S_n - N_c$ 線図 8)

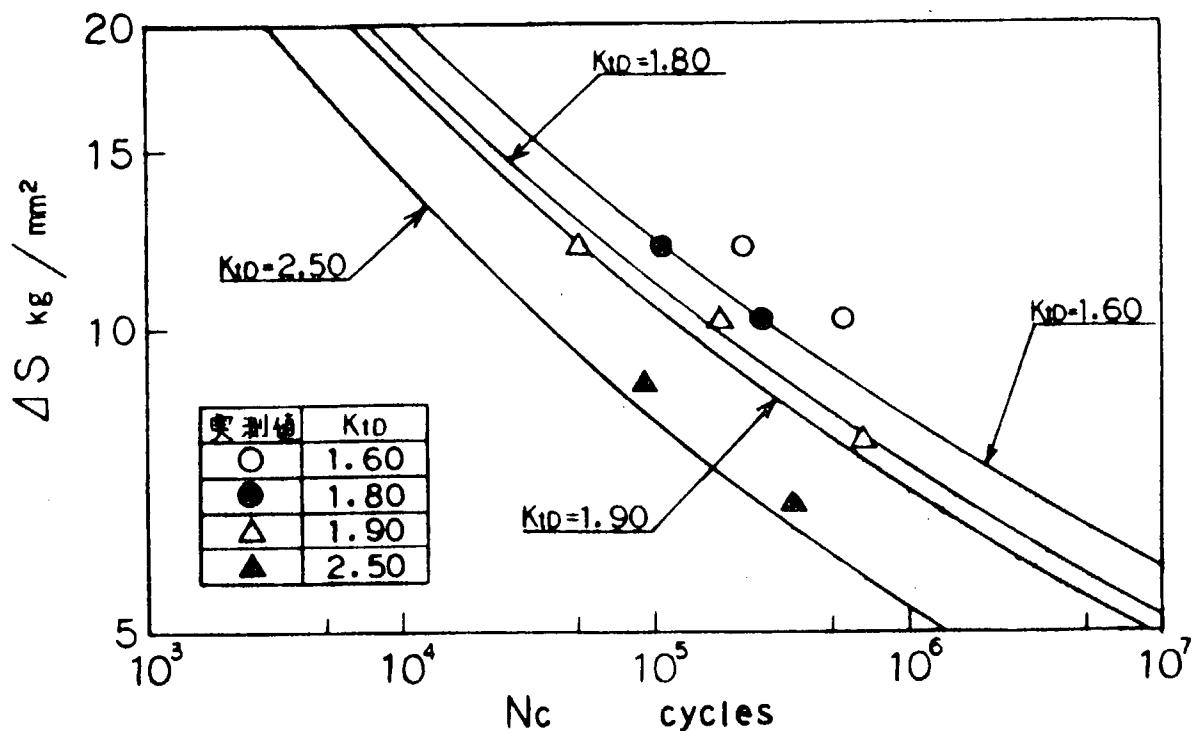


図 3.2.17 サイドフレーム下端部模型の $S_n - N_c$ 線図 ³⁾

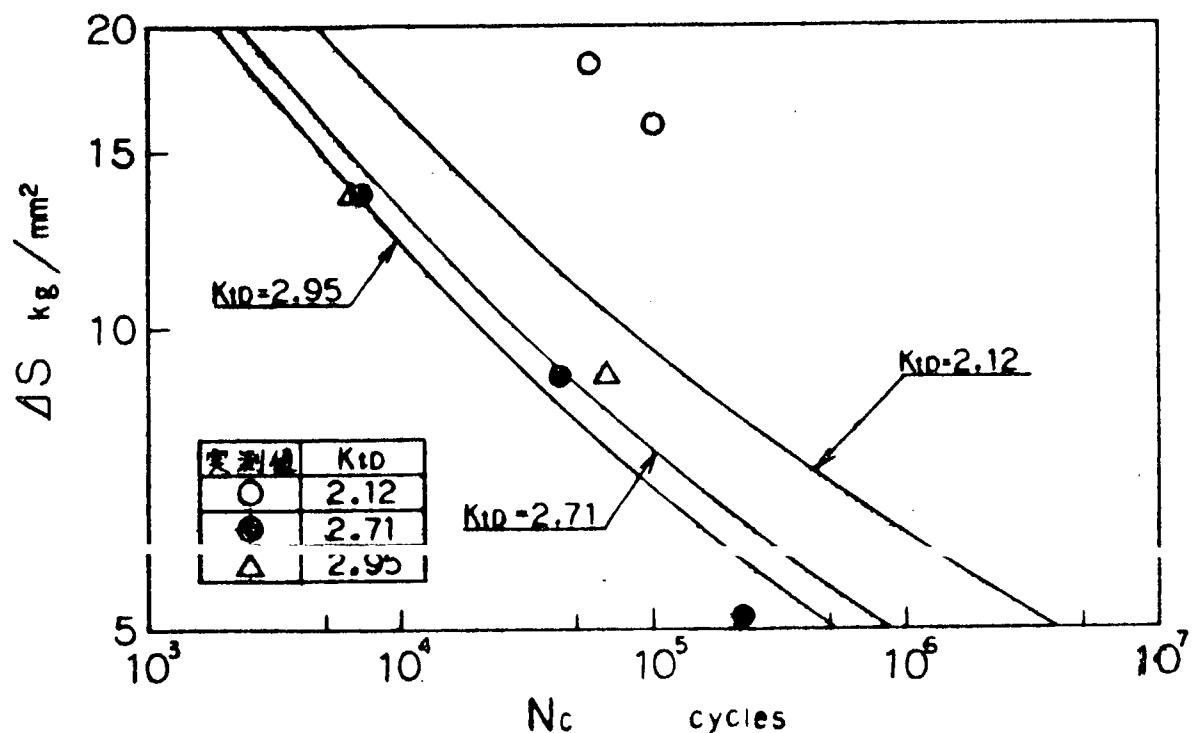


図 3.2.18 バルクキャリアのサイドフレーム端部模型の $S_n - N_c$ 線図 ¹²⁾

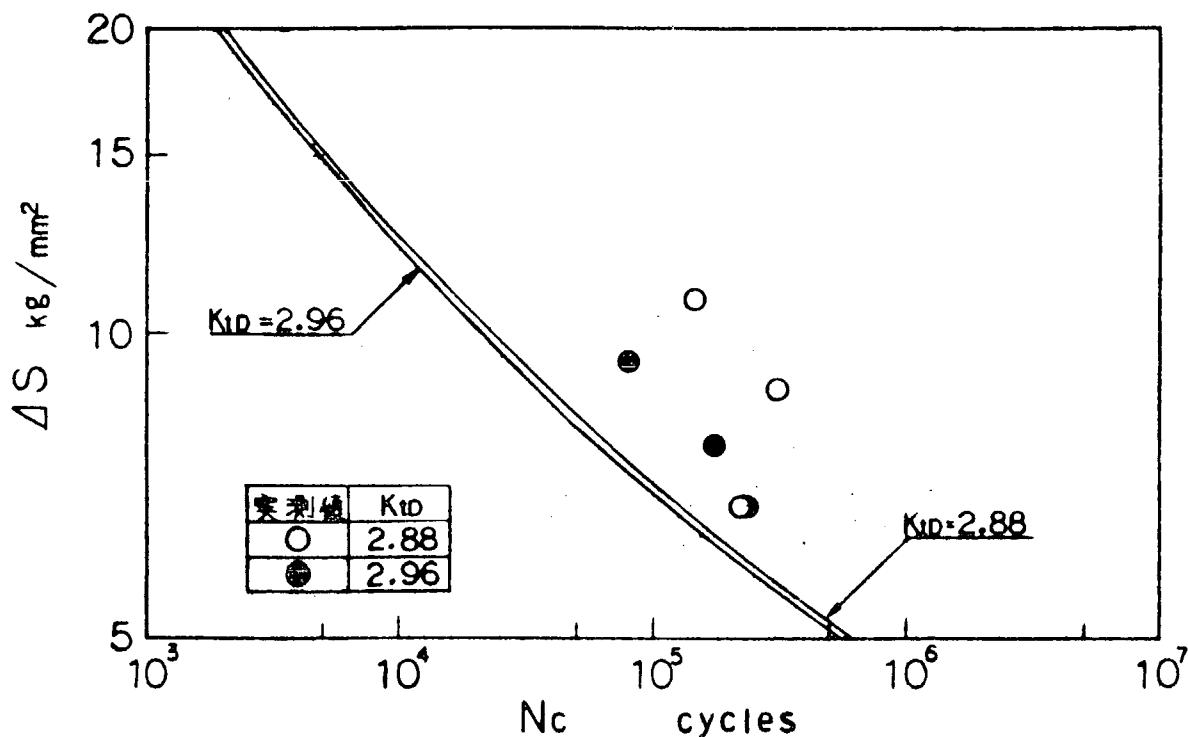


図 3.2.19 スチフナ支持プラケット模型の S-n-Nc 線図 (1) ⁶⁾

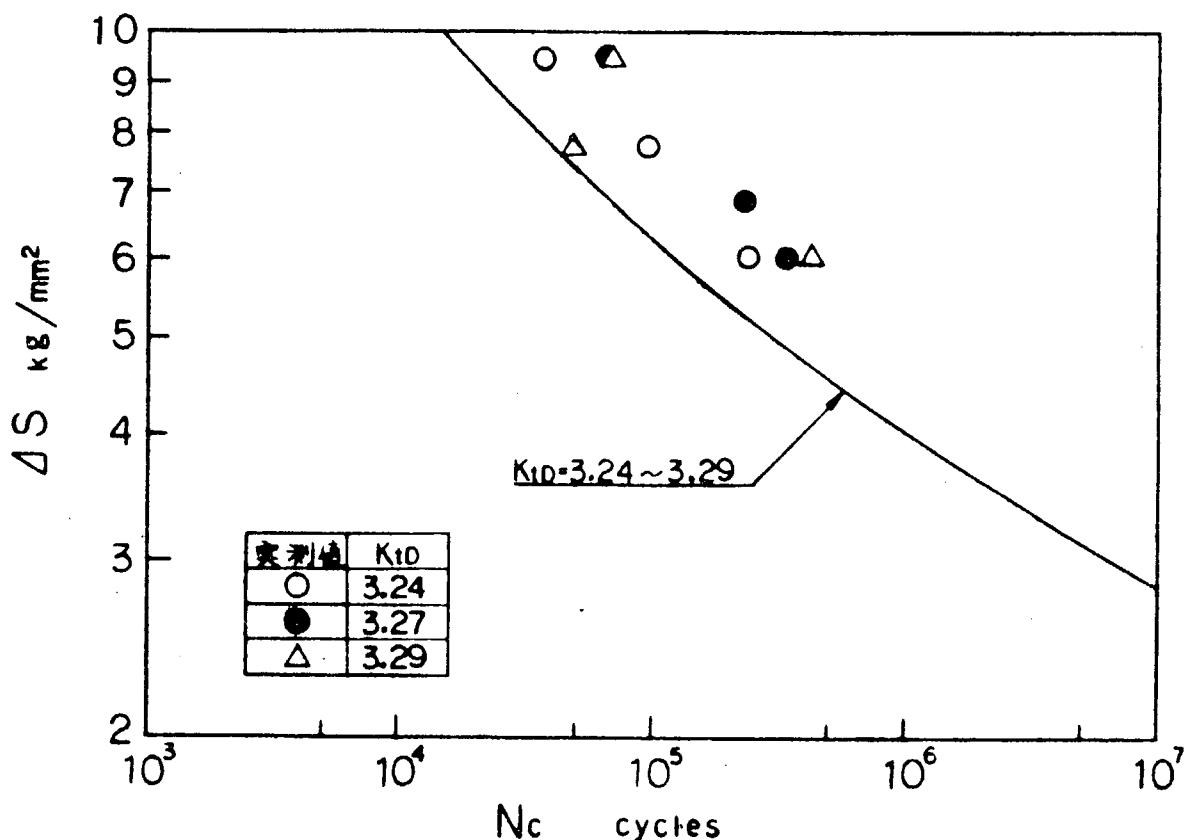


図 3.2.20 スチフナ支持プラケット模型の S-n-Nc 線図 (2) ⁶⁾

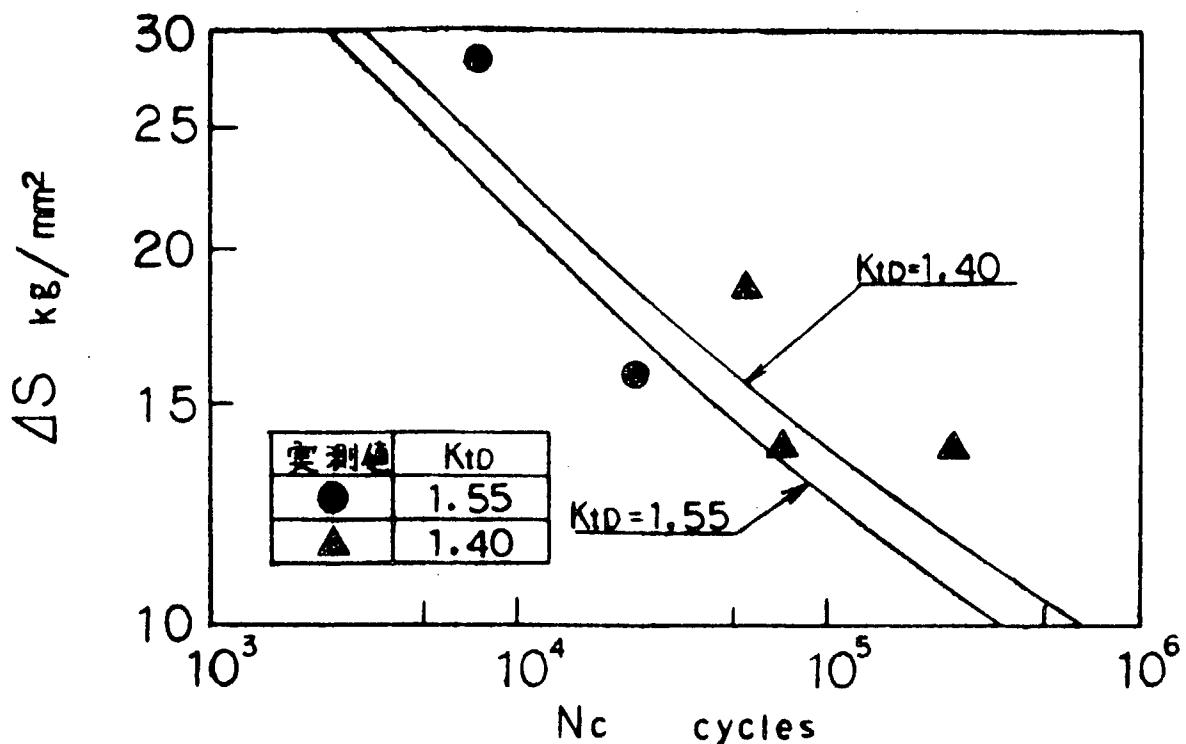


図 3.2.2.1 肘板模型 11)

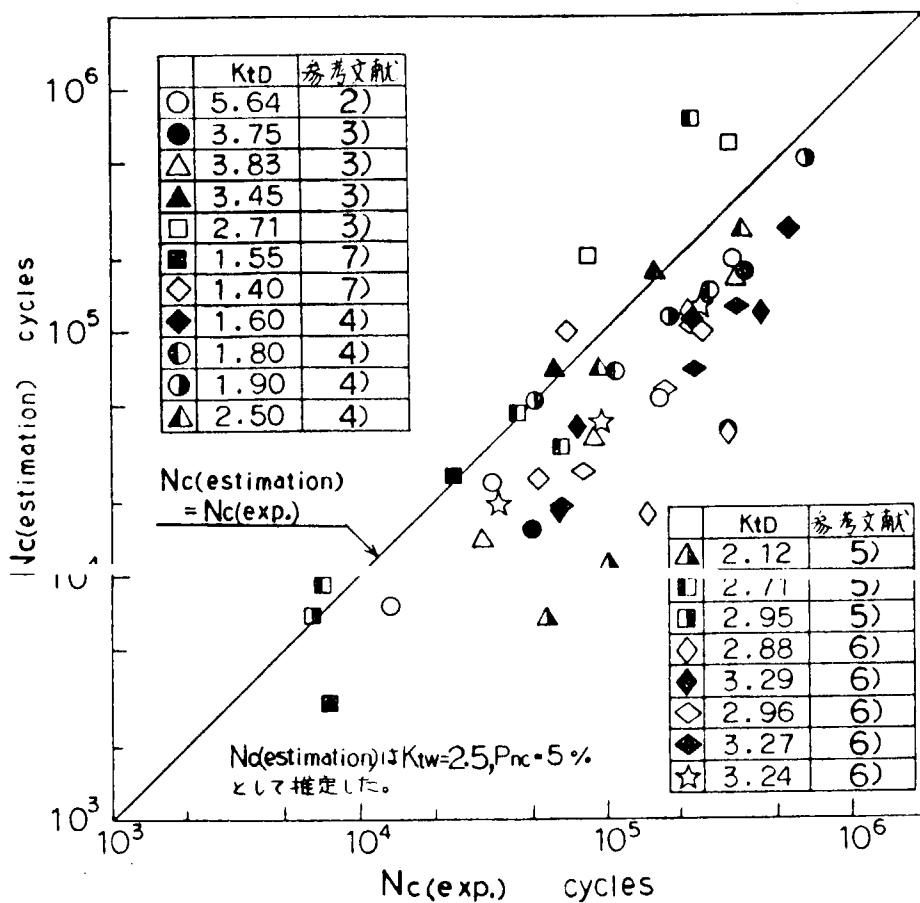


図 3.2.2.2 構造要素模型き裂発生寿命の実測値 $N_c(\text{estimated})$ と推定値 $N_c(\text{exp.})$ の比較

4 船体構造の疲労設計

船体構造部材の設計には、外力およびそれらに対する船体各部の強度上の応答を検討し、各種の破壊に対しても安全なように配慮することが必要である。これらのうち、実船の損傷例の調査結果からも明らかのように¹⁾ 疲労破壊に対しては特に十分に検討する必要がある。

しかし、船体構造部材の疲労破壊に対する設計規準はこれまで十分検討されておらず、疲労設計基準としては、ノルウェー船級協会²⁾および第200研究部会第2分科会³⁾の試案を除いては明確に提案されていない。

本章では、第2章、第3章の成果を基に、第200研究部会第2分科会での考え方へ従って検討を進め船体構造部材の疲労破壊に対する許容応力を提案する。

4.1 船体構造部材の疲労設計

船体は外力に対する不静定構造としての荷重分担率が重なる種々の構造要素で構成されている。疲労き裂の大部分は荷重分担率の高い（一次応力の集中）構造要素のうち溶接継手部、開口部などの局部の応力集中度の高い（二次応力の集中）箇所に発生している。

構造部材において疲労き裂が発生する箇所の実応力 σ_w は（4.1.1）式で示される3つの量に依存する。

$$\sigma_w = f(S, K_{td}, K_{tw}) \quad (4.1.1)$$

ここに、

σ_w : すべての応力集中の要因を考慮した実応力（局部的なピーク応力）で、前述した二次応力に相当する。

S : 船体構造および外力が定まるとき求められるもので、各構造要素が分担する外力に対し、断面係数および断面積より決まる公称応力で前述した一次応力に相当する。

K_{td} : 船体構造設計により決まるもので、構造要素内の詳細設計による幾何学的形状に支配される応力集中係数

K_{tw} : 船体の建造工作中に依存するもので、溶接施工、工作法（溶接形状、溶接欠陥、工作誤差）などに支配される応力集中係数

疲労き裂の発生を防止するには、実応力 σ_w を低くすればよい。そのためには、一次応力 S が低くなるように設計すれば良いことは当然であるが、応力集中係数 K_{td} , K_{tw} をできるだけ小さくし、S と σ_w を近づけるようにする方がより合理的である。

縦強度部材では、実応力 σ_w は主として一次応力集中係数 K_{td} の2つの量に依存する。しかし、構造が比較的簡単であるため局部の詳細設計による K_{td} の変化はわずかであり、ほぼ一次応力 S に支配される。また、もう一方の応力集中係数 K_{tw} は 1 に等しい（母材部）または、単に溶接継手の応力集中係数に等しい。一方、横および局部強度部材では、構造が複雑でそのため設計上、不連続部の形状は各種であり選択の自由度が高い。従って、縦部材に比べ応力集中係数 K_{td} は大きく変化し得るし、それに伴う工作の難易、継手部形状の良否などにより応力集中係数 K_{tw} も大きく変化する。

以上のことから、船体の各構造系のうち主要縦強度部材については、荷重分担率に対応する一次応力 S を許容値以下に規定する考え方を採用する。しかし、その他の横および局部強度部材のように、主として二次応力の集中により疲労き裂の発生が支配される構造部材に対しては、単に一次応力 S のみを規定することは合理的でない。それぞれの構造部材に応じて、局部詳細設計および溶接施工、工作法などを検討し、より効果的な設計基準を確立し、改めて全体的な面から許容応力を定める必要がある。

4.2 船体構造部材の疲労に対する許容応力

構造部材の許容応力式は、対象部材の疲労強度線図（S-Nc線図）応力頻度分布（密度分布および応力

の累積頻度)、累積被害則が与えられると求めることができる。^{3),4)}

(1) 対象部材の疲労強度線図 S-Nc 線図

許容応力式を求めるために十分な船体構造部材の疲労強度線図は、いまのところ得られていない。それ故、第2章1節「基礎試験片の疲労寿命の推定法」で得られる小型試験片の疲労強度線図を用いる。この弾性応力集中係数 K_t を有する小型試験片の疲労強度線図と同じ弾性応力集中係数 K_t を有する構造要素模型の疲労強度との相関については第3章に詳述されている。

(2) 対象部材の応力頻度分布

船体構造部材に対する応力頻度分布を以下のように仮定する。

(1) 船舶の就航年限を20年間とする。

(2) 就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避は行わない。

すると、変動応力の長期分布は指数分布で、その累積頻度は約 10^{-8} 回と考えられる。

(3) 累積被害則および限界累積被害値

累積被害則は修正マイナー則を適用する。(第2章2節参照)

疲労被害の累積値 f と疲労破壊との定量的な関係は明らかでない。従って、限界累積被害値 f は、構造部材により船体強度上の重要性が異なるので許容力の決定には、その部材の重要度に応じて別個に f 値を定めるのが良いと思われる。

(4) 許容応力式

許容応力式の誘導の過程は文献(4),(5)によるが、その概要は以下の通りである。

許容応力式は種々の応力集中係数 K_t を有する構造部材について、疲労被害の累積値 f がある値となるときのある大きさの頻度分布—これは変動応力の長期分布においてある発生頻度 Q での応力片振幅 S_a で表わすもので、これで全長期分布を代表する—と平均応力 S_m との関係を表わす式

$S_a = q(K_t, f)$ である。

応力頻度分布を表わすための代表値として、応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ での変動応力片振幅を S_a を用へる。変動応力成分 S_a および平均応力成分 S_m についてそれが $2, 4 \dots 30 \text{ kg/mm}^2$ および $0, 1, \dots 15 \text{ kg/mm}^2$ の (S_a, S_m) の組合せに対する応力頻度分布の場合の累積被害値 f を応力集中係数 K_t が $1, 2, \dots 7$ にそれについて修正マイナー則で計算する。(なお、S-Nc 線図のき裂発生確率 P_{nc} が 5%, 50% について行った)

それぞれの K_t に対し、 S_a をパラメータとした f と S_m の関係が得られる。その一例を図4.2.1および図4.2.2に示す。次に、これらの図から K_t および f をパラメータとした変動応力 S_a と平均応力 S_m の関係が得られる。それを図4.2.3および図4.2.4に示す。

これらの図より、 $S_a + P S_m = q(K_t, f)$ の形で表わすことができる

$$S_a + P S_m = q(K_t, f) \quad (4.2.1)$$

図4.2.3および図4.2.4から勾配 P はき裂発生確率 P_{nc} が 5% で 0.28, 50% で 0.3 と求まる。次に、 $q(K_t, f)$ は f をパラメータとして $q(K_t, f)$ と K_t との関係を調べれば、図4.2.5に示すようになり、 $q(K_t, f)$ は次式のようになる。

$$q(K_t, f) = \frac{1}{K_t} (8.9f + 4.00) \quad P_{nc} ; 5\% \quad (4.2.2)$$

$$q(K_t, f) = \frac{1}{K_t} (7.8f + 4.58) \quad P_{nc} ; 50\%$$

以上から許容応力式は次のように求めることができる。

$$S_a + 0.28 S_m = \frac{1}{K_t} (8.9 f + 4.00) \quad P_{nc} : 5\% \quad (4.2.3)$$

$$S_a + 0.3 S_m = \frac{1}{K_t} (7.8 f + 4.58) \quad P_{nc} : 50\% \quad (4.2.4)$$

ただし、 $K_t \geq 2$

ここで、 S_a ：応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ の変動応力で応力片振幅
(kg/mm^2)

S_m ：平均応力 (kg/mm^2) 平均応力が圧縮応力の場合は $S_m = 0$

ただし、 S_a, S_m は弾性応力集中係数 K_t を求める際に使用した値、また、(S_a, K_t)

(S_m, K_t) の応力値は、応力集中部を弾性と仮定した場合の値

K_t ：弾性応力集中係数

f ：疲労被害の累積値

P_{nc} ： $S - N_c$ 線図のき裂発生確率

4.3 船体構造部材の許容応力

船体構造部材の許容応力は、構造部材の応力集中係数 K_t が与えられれば(4.2.3)式あるいは(4.2.4)式を用いて求めることができる。

構造部材の応力集中係数 K_t は構造の幾何学的形状に支配される応力集中と溶接により生じる応力集中が重畠した値で、いかなる計算式で求めるかについては明らかでない。構造の幾何学的形状に支配される応力集中係数 K_{tD} については、3.1節で詳述されており、これまでに疲労試験された構造要素模型については K_{tD} が与えられている。 K_{tD} は、構造部材の局部詳細構造に依存して大幅に変化している。溶接により生じる応力集中係数 K_{tw} を K_{tD} のように直接求めることは困難である。3.2節では、 $K_t = K_{tD} \cdot K_{tw}$ の仮定のもとに、基礎試験片の疲労試験結果(2.1の(3)参照)と構造要素模型の試験結果(3.2の(1)参照)から K_t を求め、3.1節で与えられた K_{tD} と上記の仮定から K_{tw} を求め、その最頻値および平均値として $K_{tw} = 2.5$ を得ている。これから船体構造部材の溶接により生じる応力集中係数 K_{tw} を一般的には $K_{tw} = 2.5$ と近似してもよいと考えられる。また、 K_{tw} を 2.5としたとき、基礎試験片の $S - N_c$ 線図として P_{nc} が 5 %の線図で、安全側の寿命推定を行いうることが示されている。(3.2の(2)参照)

船体構造部材のき裂発生箇所の局所応力 σ_w は $\sigma_w = K_t \cdot S$ であり、上記の仮定から $\sigma_w = 2.5 (K_{tD} \cdot S)$ となる。応力 ($K_{tD} \cdot S$) は、構造の幾何学的形状に支配される応力集中を考慮した局所応力であり、この局所応力は構造部材に対し、3.1節に述べられているように比較的容易に求めることができ、しかも、局部詳細構造により大幅に変化し得る値である。従って、許容応力としては、4.1節でも述べたように、この応力値を規定することが合理的である。

以上から、船体構造部材の許容応力としては、構造の幾何学的形状に支配される応力集中を含んだ応力値を規定するとし、 P_{nc} が 5 %の許容応力式(4.2.3)式の K_t に 2.5 を代入して得られる(4.3.1)式で与えられる。

$$\sigma_{Da} + 0.28 \sigma_{Dm} = 1.96 (\text{kg/mm}^2) \quad (4.3.1)$$

σ_{Da} ：応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ の変動応力で応力片振幅 (kg/mm^2)

σ_{Dm} ：平均応力 (kg/mm^2) 平均応力が圧縮応力の場合は $\sigma_{Dm} = 0$

ただし、 σ_{Da}, σ_{Dm} は構造の幾何学的形状による応力集中を考慮した値 ($K_{tD} \cdot S$) である。従って、局部詳細構造が悪ければ、一次応力 S は減少することに注意すべきである。

参考文献

- 1) 日本海事協会 ; 1975年の船体損傷統計について、日本海事協会誌 Vol 157 (1976)
- 2) N.V. Rules September 1973 ; Design Principle and Criteria,
N.V. February 1978 ; Ship's Load and Strength Manual.
- 3) 日本造船研究協会 第200研究部会 第2分科会：船体構造部材の疲労強度、日本造船研究協会報告 第86号 昭和52年5月
- 4) 八木順吉他 ; 船体構造部材の疲労強度規準、関西造船協会誌 Vol 165 (1977)
- 5) 八木順吉他 ; 船体構造の疲労強度規準、日本造船学会論文集 Vol 144 (1978)

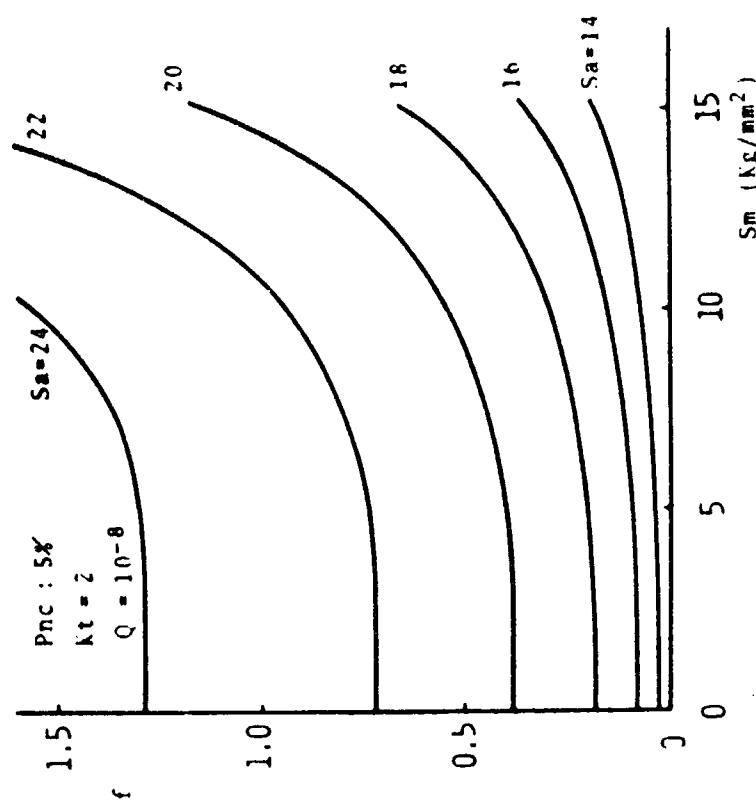


図 4.2.1 累積被害値 f と平均応力 S_m の線図 ($P_{nc} 5\%$, $K_t = 2$)

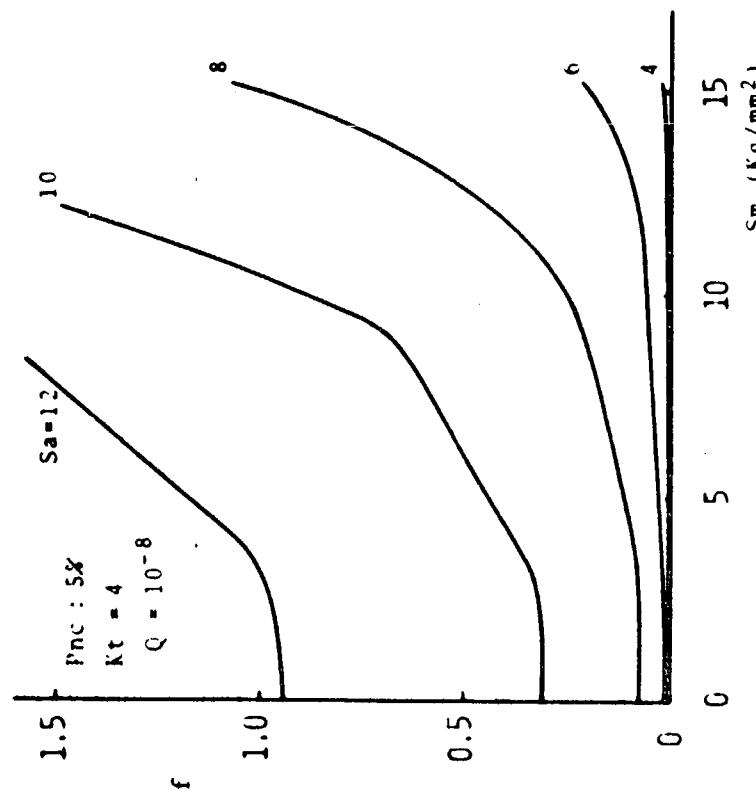


図 4.2.2 累積被害値 f と平均応力 S_m の線図 ($P_{nc} 5\%$, $K_t = 4$)

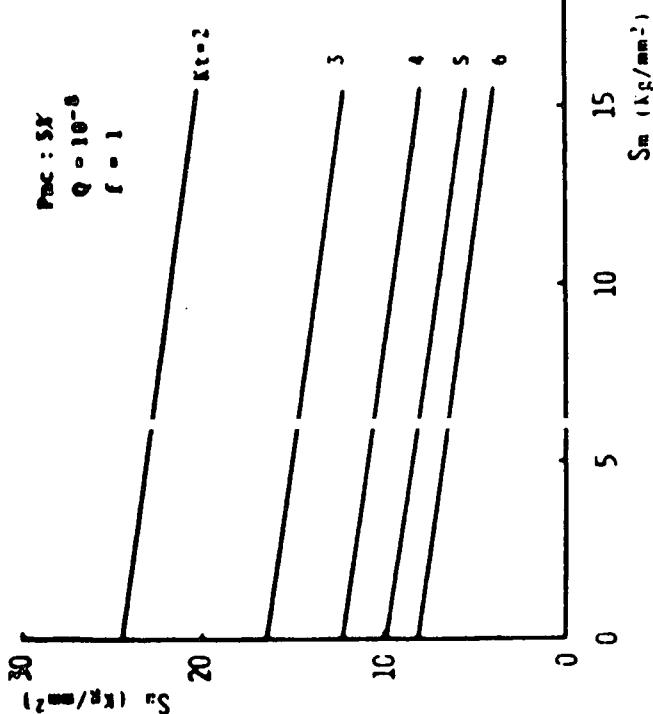


図 4.2.3 変動応力振幅 S_a と平均応力 S_m の線図
($P_{nc} : \%$)

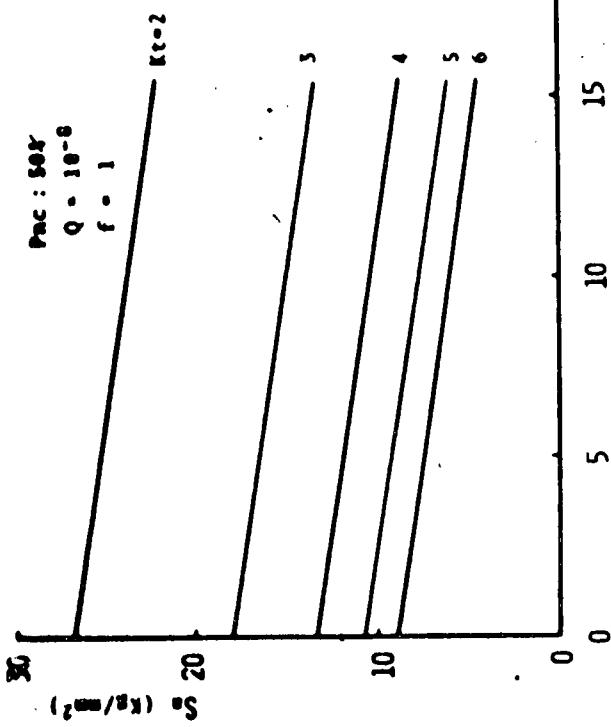


図 4.2.4 変動応力片振幅 S_a と平均応力 S_m の線図
($P_{nc} : 50\%$)

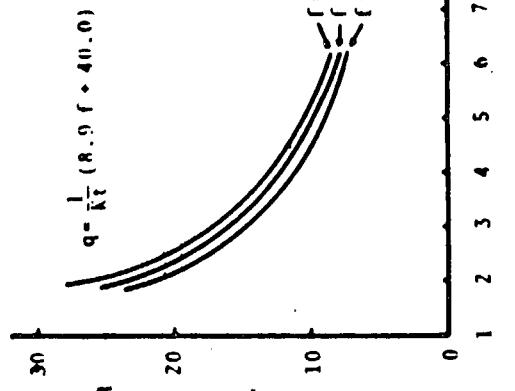


図 4.2.5 定数 $q(K_t, f)$ と応力集中係数 K_t の線図

5 あとがき

主として日本造船研究協会の各研究部会において実施された疲労強度に関する現在までの研究成果を総合し、一応船体の疲労き裂発生防止を基準とした設計に直接適用し得るような船体構造部材の疲労強度推定式を提案した。

しかし、なお解明すべき多くの問題が残されており、今後さらにそれらの諸問題を究明すると共に、実船に関する従来から調査報告された疲労損傷例を解析し、より合理的な船体の疲労設計法を確立する必要があると考えられる。

さらにまた、疲労き裂発生後のき裂伝播に関する問題も重要な課題であり、これらを船体構造設計に有効に取り入れる必要がある。